

Title	高精度送り系の開発に関する研究(Dissertation_全文)
Author(s)	藤田, 智哉
Citation	Kyoto University (京都大学)
Issue Date	2012-03-26
URL	http://dx.doi.org/10.14989/doctor.k16842
Right	
Type	Thesis or Dissertation
Textversion	author

高精密送り系の開発に関する研究

2012

藤田 智哉

高精密送り系の開発に関する研究



2012

藤田 智哉

目 次

記号の説明	a
第 1 章 緒言	1
第 2 章 高精度送り系の構成	3
2.1 緒論	3
2.2 高精密切削加工と送り系への要求仕様	3
2.2.1 高精度加工の概要	3
2.2.2 高精度加工機に要求される運動性能	5
2.3 運動誤差とその原因	8
2.4 高精度送り系の構成	9
2.4.1 送り系構成要素	9
2.4.2 アクチュエータと伝達機構	9
2.4.3 案内機構	10
2.5 高精度送り系の設計	12
2.5.1 リニアモータと高精度ころがり案内を用いた高精度送り系の開発	12
2.5.2 ボールねじ機構と圧電アクチュエータによる微動機構を統合した高精度送り系開発	12
2.6 結論	13
第 3 章 リニアモータ駆動送り系の評価	14
3.1 緒論	14
3.2 リニアモータ駆動高精度送り系の構成	14
3.2.1 加工機の仕様と送り系の軸構成	14
3.2.2 制御系の構成	16
3.3 送り系の評価	19
3.3.1 各軸の停止時の定常振動	19
3.3.2 位置決め分解能の測定	22
3.3.2 円弧補間運動	23
3.4 クーロン摩擦型の摩擦補正の問題点	25
3.5 結論	26

第4章 転がり案内の外乱力解析	27
4.1 緒論	27
4.2 転がり案内に生じる摩擦力の実験的解析方法	28
4.2.1 外乱力解析に用いる摩擦の理論モデル	28
4.2.2 外乱力の解析方法	30
4.2.3 実験的外乱力解析のための測定パターン	31
4.3 外乱力解析	33
4.3.1 実験装置	33
4.3.2 グローバル位置決め領域における外乱力解析	34
4.3.3 マイクロ位置決め領域における摩擦力解析	37
4.3.4 速度が摩擦力に与える影響の解析	40
4.5 結論	42
第5章 移動マルチブラシモデルを用いた摩擦現象の解析	43
5.1 緒論	43
5.2 球の周速を考慮した摩擦モデル	44
5.2.1 マルチブラシモデルを用いた接触面のモデル	44
5.2.2 ストライプ上の任意の位置で生じる接線力の計算	45
5.2.3 接触面に生じる摩擦力の計算のアルゴリズム	47
5.3 直動転がり案内に生じる摩擦力のシミュレーション	50
5.3.1 シミュレーション条件	50
5.3.2 接触面内ですべり速度方向がすべて等しい場合	51
5.3.3 接触面内で逆方向のすべり速度分布が存在する場合	53
5.4 スリップ摩擦を考慮したときの摩擦力シミュレーション	55
5.5 結論	57
第6章 リニアモータ駆動送り系の摩擦補正	58
6.1 緒論	58
6.2 制御器の設計	58
6.3 解析モデルの近似度の決定	61
6.3.1 単位ステップ外乱に対する動剛性値の評価	61
6.3.2 ストライプ分割数の決定	62
6.3.2 解析モデルを用いた摩擦シミュレーション	63
6.4 摩擦補正シミュレーション	64
6.5 結論	66

第7章	ボールねじ駆動の粗微動型サーボ機構の評価	67
7.1	緒論	67
7.2	圧電アクチュエータを用いたボールねじ駆動送り系の高精度化	69
7.2.1	開発した装置の仕様	69
7.2.2	微動機構	71
7.3	力学モデルと開ループ周波数特性	72
7.3.1	装置の力学モデル	72
7.3.2	実験装置のセットアップ	73
7.3.3	微動機構の静特性と動特性	74
7.3.4	粗動機構の動特性	77
7.4	微動制御	78
7.4.1	微動機構のコントローラ設計とパラメータ調整	78
7.4.2	微動位置決め制御	79
7.5	粗微動同期制御	81
7.5.1	デュアルコントローラ設計	81
7.5.2	粗微動同期制御	82
7.6	結論	85
第8章	仮想工具－工作物間フルクローズドループ制御	86
8.1	緒論	86
8.2	仮想工具－工作物間相対変位フルクローズドループ制御	87
8.2.1	仮想工具－工作物間相対変位フルクローズドループ制御の概念	87
8.2.2	実験装置のセットアップ	89
8.3	コントローラ設計	90
8.4	仮想工具－工作物間相対変位の補正	94
8.4.1	真直度補正	94
8.4.2	加工実験	97
8.5	結論	100
第9章	結言	101
	謝辞	105
	参考文献	106

本研究論文で使用されている記号・単位の一覧表

記号	意味	単位
a	接触面の楕円の短半径	m
a_i	i 番目の各ストライプでの接触面の短半径	m
b	接触面の楕円の長半径	m
c	ブラシが飽和するまでに必要な移動体変位量	m
c_i	i 番目のストライプでのブラシ飽和の移動距離	m
C_b	ボールねじの並進運動に対する粘性減衰	N・s/m
C_{s_i}	i 番目のストライプでの粘性力	N・s/m
C_f	クーロン摩擦力	N
C_t	案内機構の並進運動に対する粘性減衰	N・s/m
C_v	スリップ摩擦の粘性減衰	N・s/m
d_l	微小線分指令距離	m
D_b	支持軸受の回転運動に対する粘性減衰	N・m・s/rad
D_m	モータの回転運動に対する粘性減衰	N・m・s/rad
f_d	モータ駆動力	N
f_i	i 番目のストライプに生じる接線力の和	N
f_r	モータに生じる全外乱力	N
f_{rg}	グローバルな位置によって変化する外乱力	N
f_{rs}	スティック摩擦およびスリップ摩擦	N
F	接触面全体に生じる摩擦力	N
F_c	モータに生じる最大摩擦力	N
F_s	ストライベック曲線で最小となる摩擦力	N
F_{ss}	摩擦力の飽和値	N
F_v	粘性減衰	N・s/m
g	ストライベック曲線を表現する関数	
$G_{cl}(s)$	位置フィードフォワードの伝達関数	
$G_{c2}(s)$	速度フィードフォワードの伝達関数	
$G_{c3}(s)$	力フィードフォワード制御の伝達関数	
$G_{dl}(s)$	リニアエンコーダ検出位置から工具刃先位置までの伝達関数	
$G_f(s)$	微動機構の伝達関数	
$G_{fd}(s)$	推力からリニアエンコーダ検出位置までの伝達関数	
$G_r(s)$	規範モデルの伝達関数	
$G_n(s)$	ノッチフィルタの伝達関数	
$G_t(s)$	テーブル位置から仮想工具変位までの伝達関数	
J_b	ボールねじの慣性モーメント	kg・m ²
J_m	モータの慣性モーメント	kg・m ²
k_q	ブラシの単位面積あたりの剛性	N/m ³
K_b	支持軸受の軸方向剛性	N/m
K_{bs}	ボールねじの軸方向剛性	N/m
K_f	フィードフォワードゲイン	
K_{fc}	バネ定数	N/m

K_g	ボールねじのねじり剛性	N/rad
K_i	i 番目のストライプの剛性	N/m
K_n	ボールねじのナット剛性	N/m
K_p	位置比例ゲイン	rad/s
K_r	モデルゲイン	rad/s
K_t	推力定数	rad/s
K_{vi}	速度積分ゲイン	rad/s
K_{vp}	速度比例ゲイン	rad/s
m	テーブル質量	kg
$m_{b:}$	ボールねじ質量	kg
$q(x,y)$	ストライプに沿った接線力	N/m ²
$q_{i,j}$	i 番目のストライプの j 番目の領域に生じる接線力	N/m ²
r	円弧半径	m
R	転動球半径	m
T	モータートルク	N・m
$u_i(x)$	i 番目のストライプでのスティック領域でのブラシ変位	m
$u_{i,j}$	i 番目のストライプの, j 番目の分割領域でのブラシの変位	m
U_{max}	スリップ状態での単位面積あたりのブラシの変形力	N/m ²
u_{max}	スティック状態でのブラシ変位の最大値	m
v	移動体速度	m/s
v_d	球中心に対する移動体の並進速度	m/s
v_f	移動体速度の速度	m/s
v_{min}	ストライバック曲線で摩擦力が最小となる速度	m/s
v_r	指令速度	m/s
v_s	接触面での球と軌道間のすべり速度	m/s
v_{ss}	定常すべり速度	m/s
V_c	圧電アンプへの指令電圧	V
V_r	圧電アクチュエータへの印加電圧	V
x	テーブル位置	m
x_c	位置指令値	m
x_d	移動体の位置	m
x_l	工具端位置(Tool center point ,TCP)	m
x_s	単一ブラシの弾性変形量	m
x_t	リニアエンコーダ端での位置(フィードバック位置)	m
x_{ss}	単一ブラシ変形量の飽和値	m
X_{bc}	アンギュラコンタクト軸の並進変位	m
X_p	圧電アクチュエータ変位	m
X_s	ボールねじの並進変位	m
X_t	テーブル変位	m
y_i	i 番目のストライプ中心までの距離	m
ω	角速度	rad/s
Δa	i 番目のストライプの領域の分割幅	m

Δb	接触面の分割幅	m
Δv	ストライバック曲線の切り替え速度	m/s
μ	摩擦係数	
θ_b	ボールねじ回転角	rad
θ_m	モータ回転角	rad
σ_0	シングルブラシモデルでのブラシ剛性	N/m
σ_1	シングルブラシモデルでのブラシ変形率	N/m
σ_2	シングルブラシモデルでの粘性抵抗	N・s/m
ω	角速度	rad/s
$\xi(y)$	クリープ比(すべり速度と移動体速度の比)	
ξ_0	0 番目のストライプにおけるクリープ比	
ξ_i	i 番目のストライプでのクリープ比	

第 1 章 緒 言

切削加工を用いると、レーザ加工やフォトリソグラフィ等と比較して、多様な材料において 3 次元形状の加工が可能である。近年、医療用器具分野、光学分野、精密機械分野などで、 $0.1\ \mu\text{m}$ レベルの形状・寸法精度と $10\sim 100\ \text{nmRz}$ 程度の表面粗さが必要な部品や金型等の切削加工への要求が高まっている。本研究では、このような要求精度の加工を高精密加工とよぶこととする。高精密加工分野では精度と能率の両立が重要な課題である。

切削加工では、工具刃先を工作物と干渉させながら運動させることで切りくずを発生させ形状を創成する。加工に伴う誤差がなければ、工具運動により刃先稜線の包絡面が工作物形状として転写されることになる。工具刃先の運動誤差が加工面への転写は母性原則とよばれ、工具刃先の運動誤差低減が従来からの重要な課題であった。工具刃先運動の誤差は、加工機の送り系運動の幾何学的不正確さや重力変形、熱変形のような静的・準静的な誤差と制御遅れや慣性力による機械の変形、摩擦などの動的な誤差に分類される。特に、動的な誤差は、運動パターンだけでなく運動条件（加速度、送り速度）によって変化するため、静的な誤差に比べて補正が難しい。

現在、最も高精度な工具刃先運動を実現できる加工機が超精密加工機である[1-3]。超精密加工機では、摩擦源のない非接触送り系[4-6]、熱対称構造[7-9]、地動外乱振動の除振機構[10-14]、運動精度の補正技術[15-18]が採用され、位置決め精度は $0.1\ \text{nm}$ レベル、運動精度は $10\ \text{nm}$ レベルが達成されている。超精密加工機を用いた加工では、形状精度が高く転写性が良い単結晶ダイヤモンド工具を用いることで、数 $10\ \text{nm}$ レベルの加工精度が実現できている。しかし、単位切削送りあたりの切り込みと送り速度が小さいために、材料除去率は $0.001\sim 0.01\ \text{cc/min}$ と低い。

これに対して、高精密加工分野では、形状精度では $0.1\ \mu\text{m}$ 程度、材料除去率は $0.1\ \text{cc/min}$ 程度が必要となり、精度と加工能率の両立が課題となる[19-20]。加工能率を高くするためには、加工時の送り速度または切り込み量を増やす必要がある。すなわち送り系の高速化・高負荷容量化・高推力化を行う必要がある。しかし、送り系を高速・高推力化すると、制御の遅れや機械構造の変形、摩擦によって生じる運動誤差の影響が無視できなくなる。

本研究では、高精密加工機に必要な送り系（高精密送り系）の開発という技術課題を設定する。このとき、送り系の高速運動時に生じる動的な誤差を、機械要素、力学、制御の観点から解析して、新しい補償法や送り機構を提案する。まず、高精密切削加工に要求される精度、生産性を調査し、高精密送り系に必要な仕様を明確にする。次に、ボールねじ

機構とリニアモータを用いたダイレクトドライブ機構[21]を用いて高精度送り系を構成するための技術課題について整理し、これを解決するための方策を考察する。

リニアモータは機械的な外乱がなく、空気静圧・油静圧といった非接触案内と組み合わせれば高精度な送り系が構成できるため、超精密送り系に応用されてきた[2-3]。しかし、高精度加工では、送り系により高い負荷容量・剛性が必要となる。そこで、負荷容量・剛性が高い接触方式の転がり案内と推力が大きなコアレスリニアモータを用いた送り系を開発する。転がり案内では、摩擦力が運動条件で変化することが運動精度の阻害要因となるため、摩擦力の解析法とモデル化、モデルを用いた摩擦力補正について研究を行う。

ボールねじ機構を用いた送り系では、ねじ軸の縦振動により制御帯域が制限されることが大きな問題である。そこで圧電アクチュエータを用いた微動機構をボールねじによる粗動機構に統合した粗微動型サーボ機構を開発する。開発した送り系を用いて、工具運動（実際には、工具と工作物間相対運動）の精度を向上するための制御系を提案する。具体的には、工具と工作物の間の相対変位をリアルタイムで推定し、微動装置で高速に相対変位を補正する。

本論文の構成は以下の通りである。第 2 章では、高精度加工から高精度送り系に要求される性能を定義する。さらに、ボールねじ機構とダイレクトドライブ機構の特長を構成要素と制御の観点から比較し、それぞれの高精密化のための研究課題を明らかにする。第 3 章では、コアレスリニアモータと転がり案内で構成される高精度送り系を製作して実機に組み込み、その運動軌跡を測定し、運動誤差の原因を明らかにする。第 4 章では、転がり案内に生じる摩擦を含む外乱力の解析を行うために、運動条件が摩擦力の特徴とその変化へ与える影響を明らかにするための実験方法を提案し、開発した高精度送り系の外乱力の解析を行う。第 5 章では、転動体と移動体の接触面に生じる抵抗力が相対位置と速度に依存することを表現するために、接触面に移動するブラシが複数存在すると仮定した新しい摩擦モデル（移動マルチブラシモデル）を提案し、運動条件によって変化する摩擦力を接触面のミクロな力学現象の重ね合わせで表現できることを示す。第 6 章では、移動マルチブラシモデルを用いて、摩擦補正制御系を設計するための方策について述べる。第 7 章では、圧電アクチュエータ駆動の微動機構をボールねじ支持軸受のサポートユニット内に組み込んだ微粗動型のサーボ機構を開発する。第 8 章では、工具近傍に取り付けたレーザ変位計と工作物近傍に取り付けたアーティファクトを用いて、仮想的な工具－工作物間相対変位を測定するシステムを提案する。7 章で製作した粗微動型送り系を用いて仮想工具－工作物間相対変位を閉ループ制御する。第 9 章は、以上をまとめた本論文の結論である。

第2章 高精度送り系の構成

2.1 緒論

本章では、高精密切削加工に要求される精度と生産性を整理し、高精度送り系に要求される運動性能を明らかにする。また、要求性能を満たすために必要な機構系と制御系の基本設計について述べる。特に機構設計ではアクチュエータ、案内機構について検討し、ダイレクトドライブ機構を持つリニアモータと回転→直動運動の変換機構を持つボールねじ+サーボモータを用いた開発における研究課題についてまとめる。

本章の構成は以下の通りである。2.2 節では、高精度加工の概要について述べる。2.3 節では、高精度送り系に要求される性能について述べる。2.4 節では、高精度送り系の機構設計に必要なアクチュエータ、案内系を整理し、ダイレクトドライブ機構と回転→直動運動変換機構による高精度送り系の実現方法について述べる。2.5 節は以上をまとめた結論である。

2.2 高精密切削加工と送り系への要求仕様

2.2.1 高精度加工の概要

汎用機械部品や金型などを機械切削加工を用いて製作する際に、切削加工を用いた場合に得られる形状精度・寸法精度は $1\text{ }\mu\text{m}\sim 10\text{ }\mu\text{m}$ 、表面粗さは数 100 nmRz 程度である。これに対して、研削加工の形状精度・寸法精度は $10\text{ nm}\sim 100\text{ nm}$ 、表面粗さは数 10 nmRz である。さらに高い表面粗さが必要な場合は研磨加工が利用される。すなわち、切削加工→研削加工→研磨加工の順に精度が高くなる。一方で、加工能率と加工形状の自由度は、切削加工→研削加工→研磨加工の順に低くなっていく。すなわち、切削加工には、研削・研磨加工に比べて、精度は低いながら3次元形状の加工を高能率に行えるという特長がある[24]。

切削加工において、最も高い加工精度を達成できるのは超精密切削加工である。通常の切削加工では、工具の刃先丸みの限界から、数 μm レベル以下の切り込みが行えない。超精密加工では、刃先丸みを数 10 nm 程度に加工したダイヤモンド工具を数 nm の位置決め分解能を持つ送り系で運動させて加工を行う。この非回転のダイヤモンド工具を用いた加工はシングルポイント加工であり、切り込み量も小さいことから、加工能率が低い。しかし、

数 10 nm の寸法・形状精度，数 10 ～数 nmRz の表面粗さが実現できるため，液晶の導光板金型や非球面レンズの金型加工に利用されている[25]．ただし，ダイヤモンドは鋼との親和性があるために，超精密加工の対象材料はニッケル，アルミニウム，銅に限られる．

近年，微粒子超硬等を用いたマイクロ工具が出現し，様々な材料に対しても高精度切削加工が行えるようになった．このような加工法は，医療用部品加工分野，光学製品の金型加工分野や精密機械部品加工分野で利用されている[26]．具体的な加工対象としては液晶テレビの生産に用いられる微細金型，LED のレンズ金型，口腔内インプラント部品がある．これらの部品や金型には，形状精度・寸法精度で 0.1 0.5 μm ，表面粗さで 10～100 nmRz が必要である．

本研究では，このような加工分野を高精密加工と定義する．加工法の名称は，1988 年に提唱された谷口の分類[27]を参考にした．図 2.1 は超精密，高精密，汎用加工を加工精度と加工能率で整理した図である[28]．また，表 2.1 に超精密加工，高精密加工，汎用加工への要求項目を分類して示す．すなわち，高精密加工とは，様々な材料の 3 次元形状の部品に対して，0.1 μm レベルの精度を高能率に実現できる加工である．

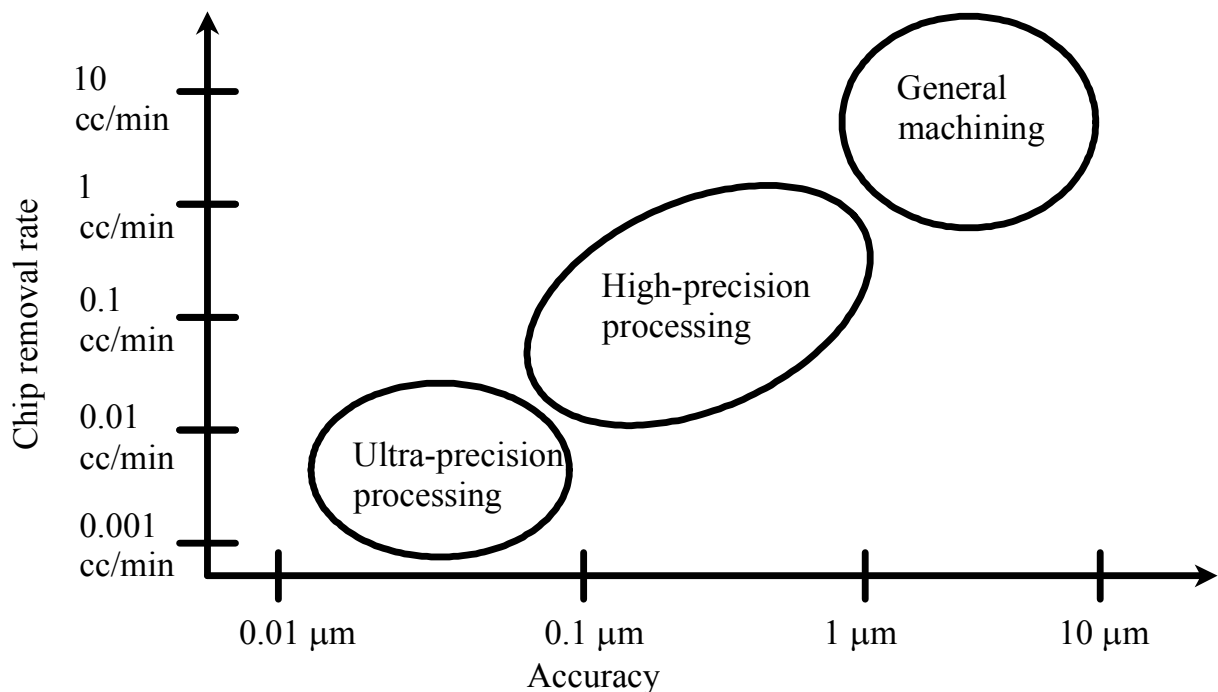


Fig. 2.1 Classification of the Cutting process

Table 2.1 Accuracy and usage of Ultra-precision machining, High-precision machining and General machining

		Ultra-precision machining	High-precision machining	General machining
Usage		Micro-machining, Specialized machining (V-groove, aspheric surface)	Both of general-purpose machining and specialized machining	General-purpose machining, Machining of dies/molds and parts
Machining setup		Requires different setup for each machining process		Common setup for general machining processes
Machining accuracy	Geometric accuracy	~50 nm	~0.5 μm	~4 μm
	Surface roughness	~5 nm	~0.1 μm	~1 μm
	Circularity	~10 nm	~0.1 μm	~4 μm
	Straightness	~50 nm	~0.1 μm	~4 μm
Machining speed		~1000mm/min	~10000mm/min	10000 mm/min~

2.2.2 高精密加工機に要求される運動性能

高精密加工において、加工機に要求される運動性能を試算する。加工対象は 30 mm x 30 mm の平面領域上に 16 個配置された直径 3 mm の円弧形状の LED レンズアレイを想定する。このとき、0.5 μm の形状精度と 50 nm の表面粗さを持つ金型の加工を 24 時間で行うこととする。ただし、段取りやセットアップに要する時間は無視する。表 2.2 に加工条件をまとめる。加工には非回転ダイヤモンド工具を用いて、図 2.2 に示す粗加工・仕上げ加工工程の 2 工程で加工する。まず、粗加工で平面を加工し、その後、工具をレンズアレイ形状から垂直方向にオフセットした位置に沿わせて形状加工を行う。粗加工と仕上げ加工でのピックフィードはそれぞれ 50 μm , 5 μm とした。粗加工時のピックフィードは工具の推奨条件を採用し、仕上げ加工時のピックフィードは、仕上げ加工で表面粗さ 50 nm を実現するために、理論表面粗さ（=カプス高さ）を 20 nm と設定し、刃先丸み R の包絡線から幾何学的な計算から決定した。なお、材料を加工中の工具運動は一定速度となるようにする。以下に加工条件を満たすために、送り系に要求される運動条件の計算結果を示す。

Table 2.2 Cutting conditions for calculation

加工領域	30 mm x 30 mm の平面領域
加工対象	直径 3 mm のレンズアレイ 16 個
要求される形状精度	0.5 μm
要求される表面粗さ	50 nm
切削時間	24 時間
工具	非回転ダイヤモンド工具, 刃先 R0.5 mm
ピックフィード	粗加工: 50 μm , 仕上げ加工: 5 μm
軸方向切り込み	5 μm

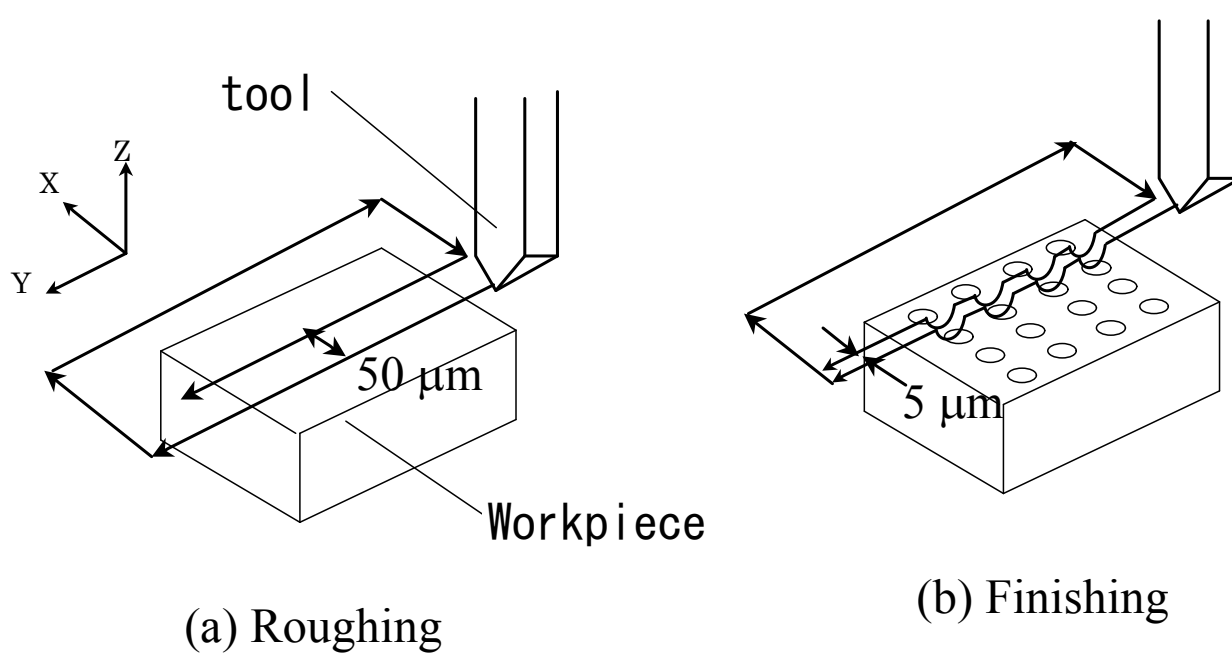


Fig. 2.2 Example of machining path of the LED lens array

①送り速度と加速度：

30 mm x 30 mm の平面領域をピックフィードを 50 μm で粗加工する場合, 加工領域をすべて加工するためには, 工具を 600 往復させる必要がある. さらに, レンズアレイの高さ方

向に 1.5 mm 加工するためには，粗加工で合計 $600 \times 300 = 18000$ 往復する必要がある．一方で，ピックフィード $5 \mu\text{m}$ で仕上げ加工を行う場合，工具を 6000 往復必要となる．なお，仕上げ加工では，高さ方向の加工は 1 度のみ行う．すなわち粗加工と仕上げ加工を逢わせて工具の運動距離は， $30 \text{ mm} \times 2 \times (18000 + 6000) = 1440000 \text{ mm}$ となり，この距離を 24 時間で加工する場合，加速・減速に要する時間を無視すると約 10000 mm/min の送り速度が必要となる．ここで，加速・減速に必要な距離を $100 \mu\text{m}$ として設定し，この区間で 0 から 10000 mm/min に加速するためには 0.1G の加速度が必要となる

②運動精度と位置決め分解能：

一般的には，必要とする形状精度の 5～10 倍程度の運動精度が必要とされる．要求される形状精度は $0.5 \mu\text{m}$ であるので， $0.1 \mu\text{m}$ の運動精度が必要となる．さらに，運動精度の 10 倍程度の位置決め分解能が必要とされるので， 10nm の位置決め分解能が必要となる．

③応答性

円弧補間運動時の半径減少量 Δr は以下の式で近似できる[23].

$$\Delta r = \frac{V^2}{2Rc} \frac{K_f^2 - 1}{K_{pp}^2} \quad (2.1)$$

ここで， V :指令速度， K_f :速度フィードフォワードゲイン， K_{pp} :位置比例ゲイン（位置制御系の帯域）， R_c :指令円弧半径である． $K_f = 0.7$ と設定し， 10000 mm/min で半径 1.5 mm の円弧運動を行う場合，半径減少量を $0.1 \mu\text{m}$ とするためには， $K_{pp} = 300 \text{ rad/s}$ にする必要がある．以上の結果を表 2.3 にまとめた運動性能が，高精密加工機の送り系には必要とされる．

Table 2.3 Requirement for high-precision machining

Bandwidth	300 rad/s
Positioning resolution	10 nm
Motion accuracy	$0.1 \mu\text{m}$
Feed speed	10000 mm/min
acceleration	0.1G

2.3 運動誤差とその原因

切削加工では、工具と工作物が干渉しながら相対運動することによって材料の除去が行われる。この除去過程で刃先の形状が工作物に転写される。河野は、理想的な刃先の運動が材料の形状にどの程度転写されるか調査した[29]。この研究では、ダイヤモンド工具を正弦波状に運動させながら無電解ニッケルの切削を行った。このとき運動の振幅と加工後の工作物形状の振幅比を転写率と定義し、実験によって転写率を測定した。転写率は、刃先丸みや工具形状パラメータ（すくい角，逃げ角），材料の被削性（工具材料との親和性）の影響を受け、一般的には 1 にはならない。このように刃先形状の誤差が非常に小さい工具で理想的な運動をさせた場合において発生する誤差を加工現象に起因する誤差とよぶことにする。転写率が 1 の場合，工具と刃先の形状の不正確さ，運動の不正確さはすべて，加工面の誤差に反映される。特に工具の運動が加工面に転写されることは母性原理とよばれている。ここでは，工具運動に含まれる運動誤差を運動に起因する誤差とよぶことにする。加工誤差を発生原因ごとに分類し，図 2.3 に示す。高精密加工を実現するためには，これらの誤差要因によって生じる加工誤差を $0.1\ \mu\text{m}$ レベルに低減する必要がある。

近年，加工現象に起因する誤差を低減するために，微粒子超硬，CBN(Cubic Boron Nitride)，PCD(PolyCrystalline Diamond)といった工具材種を用いたマイクロエンドミル，マイクロドリルが開発されている[30-31]。このような工具を用いても転写率は 1 にはできないが，微細な切り込みの加工が可能となった。加工誤差が再現すれば，運動を補正することで加工誤差補償を行えるため，この観点からも運動誤差の低減は重要な課題である。

図 2.3 では，工具の運動誤差を加工誤差の補正・補償の観点から，静的，準静的，動的な誤差に分類している。静的な誤差には，運動軸の空間的な配置の不正確さによる幾何学的な誤差や重力による誤差がある。これらについては，測定によって同定した幾何学的誤差モデルを用いて補正する技術が開発されている[32-34]。準静的な誤差の代表は熱変形による誤差である。熱変形による誤差に対しては，工具位置を補正したり，熱変形の工具変位への影響を低減するために機械構造の対称設計が採用されたりしている[35-37]。静的・準静的な誤差に比べて，短い時間の変化として問題になるのが動的な誤差である。動的な誤差は，運動条件（加速度，送り速度）によって変化するため，静的・準静的な誤差に比べて補正が難しくなる。

動的な誤差としては，まず，制御遅れが問題となる。工作機械で用いられている数値制御はフィードバック制御を基本としている。さらに，応答性を高めるためにフィードフォワード制御系を用いる。両者をあわせた制御系はいわゆる 2 自由度制御系であり，指令値

に対する応答性を高めた制御系が研究されている[38]．工作機械送り系には外乱が多く，運動精度の阻害要因となる．外乱の原因は，摩擦力，慣性力といった外乱力や振動といった強制変位に分類できる．摩擦力は駆動機構，案内機構に内在し，設計条件，運動条件によって変化する．摩擦力を測定し，制御から外乱とみた外乱としてモデル化し補正する技術（二見，佐藤，田中[39-41]）の研究が行われている．ボールねじ等の弾性要素を駆動機構の内部に持つ送り系では，慣性力によるボールねじの伸びが運動誤差となる．長岡らはこれらを補正する制御系を提案している[42]．振動に関しては，地動外乱の工具への伝達を抑制するためのアクティブ除振機構[43-46]，パッシブ除振機構[14]を用いた研究例がある．

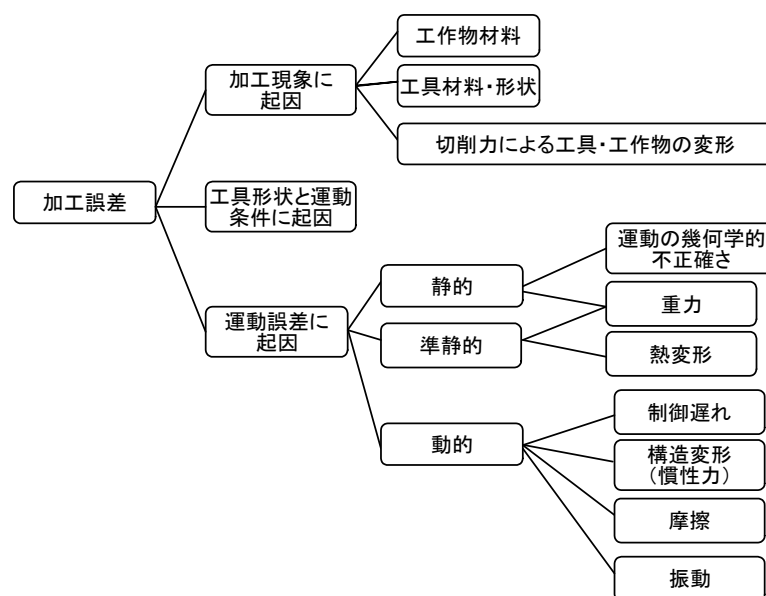


Fig.2.3 Classification of cause of machining errors

2.4 高精密送り系の構成

2.4.1 送り系の構成要素

3次元空間での工具運動を制御する運動機構には，シリアル機構とパラレル機構がある．パラレル機構は被駆動体を軽量化でき，回転運動の追加が容易であるが，機構運動学問題を解くために同定すべき機構パラメータが多い[23]．このため，本論文では，機構的には単純な1軸の送り系を組み合わせるシリアル機構を対象とする．1軸の送り系は，被駆動体，駆動力を発生させるアクチュエータ，駆動力と被駆動体に伝える動力伝達機構，テーブルの送り方向以外の自由度を拘束する案内機構，テーブルとベースの間の相対変位を検出する検出器（エンコーダ）から構成される．次節以降では，特に重要なアクチュエータと伝達機構，案内機構について，送り系を高精密化する上での問題点を整理する．

2.4.2 アクチュエータと駆動力伝達機構

表 2.4 に代表的なアクチュエータと駆動伝達機構を示す。

サーボモータとボールねじを組み合わせた機構（以下，ボールねじ機構とよぶ）は，モータの回転運動をボールねじで減速し，ナットの直線運動に変換する．ボールねじのリードによって，送り速度と推力の組み合わせを柔軟に選択できる．このため，推力の大きな送り系も容易に実現できる．しかし，ボールねじ機構は，ねじ軸のねじり共振によって最高速度やストロークが制限される．また，ねじ軸の縦振動により，送り系の応答性が制限され，フィードバック制御系のみで評価した場合の制御帯域は 100 rad/s 程度までとなる．加えて，ねじ軸とナット間のボールの循環による周期振動やナットとの摩擦によって運動精度が低下するという問題がある[47]．また，ねじ軸の回転に伴って周期的な運動誤差が送り方向と垂直な面内に生じる事ことも知られており，高精密送り系に用いるためには運動誤差の補正が必要となる[48]．

リニアモータ送り機構は，減速機構を持たないダイレクトドライブ機構である．そのためアクチュエータと被駆動体の間に伝達要素を持たないので機械的な応答性が高い．リニアモータの推力は，モータの推力密度とコイルと磁石の対向面積の積で決定する．このため大推力が必要な用途ではモータサイズが大きくなるという問題がある[49]．しかし，非接触のアクチュエータであるため，機械的な外乱がないという利点がある．磁石のつなぎ目とコイルの位置関係によって生じる推力むらが電氣的な外乱となるが，コアレス化することで，その影響を低減できる．

圧電アクチュエータは，高応答・高剛性であるが，ストロークが数 10 μm 以下と短いため単体で工作機械の送り系を構成する事が難しい．

Table 2.4 Comparison of actuators for high-precision feed drives

	駆動形態	ストローク	推力	送り方向の剛性	摩擦・減衰源	フィードバック系応答性	振動源
ボールねじ＋サーボモータ	回転⇒直線運動	ねじ軸の危険速度に制約	数 kN～ (直動換算)	機械剛性＋サーボ剛性	あり	～100 rad/s	ボール循環＋位置検出系
リニアモータ	直線運動	制約なし	～数 kN	サーボ剛性	なし	200 rad/s～	位置検出系
圧電アクチュエータ	直線運動	～数 10 μm	～数 10kN	機械剛性＋サーボ剛性	あり	10 krad/s (単体)	位置検出系

2.4.3 案内機構

表 2.5 に代表的な精密案内機構である空気静圧案内、油静圧案内、有限軌道転がり案内、無限軌道転がり案内の特長を示す。

空気静圧案内では、被駆動体と案内面の間に設けた数 10 μm のすきまに圧縮空気を供給する。この際、絞りなどを用いて圧力を高め、被駆動体を案内面から浮上させる。摩擦レスであるという利点があるが、減衰作用しない、負荷容量が小さいという問題がある。

油静圧案内は、空気のかわりに油を作動流体として用いる案内である。油が粘性・非圧縮性をもつため、案内機構は剛性が高く、減衰も存在する[50-51]。しかし、被駆動体の位置・姿勢を安定させるには油量・油温の制御を厳密に行わなければならない。また高速運動を行うと、案内面に動圧が発生し送り系の動的な外乱となる。

転がり案内では、転動体のサイズと個数によって負荷容量が決定されるため、負荷容量に応じた設計が可能である。転がり案内には転動体を循環させる無限軌道型と循環させない有限軌道型がある。転がり案内は、機械的な接触で被駆動体を支持するため、停止時の位置が安定である。ただし、接触面に摩擦が存在し、外乱となる。また、転動体が循環する場合、接触面の位置と面積が変化するため、被駆動体に作用する摩擦力と送りと垂直方向の変位が変動すること（ウェービング）が知られている。田中は、ローラを転動体とした有限軌道のころがり案内において、ローラの直径ばらつきを高精度に管理することで、摩擦変動とウェービングを抑制した[41]。しかし、有限軌道では、送り系のストロークが制限されるという問題がある。

Table 2.5 Comparison of guideways

	案内要素	ストローク	負荷容量	摩擦・減衰源	振動 源	周辺機器
空気静圧案内	空気 (非接触)	空気圧制御の 制約を受ける	～数 100N	なし	コンプレッサ の脈動	コンプレッサ +エアタンク
油静圧案内	油 (流体接触)	油静圧制御の 制約を受ける	～数 10kN	あり	動圧効果	油圧制御 +油回収機構
転がり案内 (有限軌道)	転動体 (剛体接触)	軌道上の転動 体個数に制約	数 kN～	あり	転動体接触	不要
転がり案内 (無限軌道)	転動体 (剛体接触)	制約なし	数 100kN～	あり	転動体接触	不要

2.5 高精密送り系の設計

前節までの内容を踏まえて、実際に高精密送り系の開発を行うために、要求される負荷容量の観点から以下の2つの研究を行う。

2.5.1 リニアモータ駆動と高精密ころがり案内を用いた高精密送り系の開発

外乱源の観点から高精度な送り系を実現するためにはリニアモータを用いる事が有利である。リニアモータは、空気静圧・油静圧と組み合わせれば高精度な送り系が構成できるため、超精密送り系に応用されてきた。しかし、高精密加工では、送り系に500 N程度の負荷容量が必要となる（小径工具による金型の粗加工を想定）ため、空気静圧では負荷容量が足りない。油静圧では、高速運動時の動圧効果や油温・油量制御の煩雑さの問題がある。そこで、案内機構に転がり案内を採用する必要がある。ただし、ストロークに制限を設けないために無限軌道型とする。さらに、ウェービングを抑制するために、直径の小さな転動体を用い、循環する転動体の数を増やすことで負荷容量を確保する。また、リニアモータには電氣的な変動が少ないコアレスリニアモータを用いる。

本研究では、設計したリニアモータ送り系を、直行3軸の実験機に組み込んで運動精度を評価する。制御系には2自由度制御系を採用する。特に、摩擦力が運動誤差に与える影響について評価を行う。

2.5.2 ボールねじ駆動機構と圧電アクチュエータによる微動機構を統合した高精密送り系開発

高精密金型加工のようにエンドミルによる粗加工が中心となる場合、数1000 Nの負荷容量が要求されるため、推力の観点からボールねじを用いる必要がある。ボールねじを用いた送り系では、ねじ軸の縦振動により制御帯域が制限されるため、数100 Hzの制御帯域をボールねじ単体で実現することが難しい。応答性を向上するために、圧電アクチュエータを用いた微動機構をボールねじ機構に組み込んだ送り系を開発する。開発した送り系を用いて、工具運動（実際には、工具と工作物間相対運動）の精度を向上するための制御系を提案する。

本研究では、設計したボールねじ駆動機構と圧電アクチュエータによる微動機構を統合した高精密送り系を用いて、工具と工作物の間の相対変位をリアルタイムで推定するための測定システムを開発する。このシステムを用いて工具と工作物の間に生じる相対変位をリアルタイムに制御することで運動精度を評価する。

2.6 結論

本章では、高精度送り系に必要な仕様を明確にするため、高精度切削加工に要求される精度、生産性から送り系に要求される性能を試算し、高精度加工において送り系に要求される運動性能を考察した。ボールねじ機構とリニアモータを用いたダイレクトドライブ機構を用いて高精度送り系を構成するための技術課題について整理し、これを解決するための方策を提案した。外乱の観点から本章で得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 高精加工を実現するためには、送り速度 10000 mm/min, 加速度 0.1 G, 制御系の帯域 300 rad/s, 運動精度 0.1 μm , 位置決め分解能 10 nm を持つ送り系の開発が求められる。
- (2) リニアモータを用いた送り系開発では、コアレスリニアモータ、無限軌道型の転がり案内から構成される送り系を開発する。ただし、転がり案内ではウェービングを抑制するために、直径の小さな転動体を用い、転動体の循環数を増やすことで負荷容量を確保する必要がある。制御系には2自由度制御系を採用する。特に、摩擦力が運動誤差に与える影響について評価を行う。
- (3) ボールねじを用いた送り系では、ねじ軸の縦振動により制御帯域が制限されるため、数 100 Hz の制御帯域をボールねじ単体で実現することが難しい。応答性を向上するために、圧電アクチュエータ駆動の微動機構とボールねじ駆動の粗動を併用する粗微動型の送り系を開発する。工具と工作物の間の相対変位をリアルタイムで推定するための測定システムを開発する。このシステムを用いて工具と工作物の間に生じる相対変位をリアルタイムに制御することで運動精度を評価する。

第 3 章 リニアモータ駆動送り系の評価

3.1 緒論

前章で述べた高精度送り系の機構系と制御系の基本設計方針に基づき、実際に高精度送り系を開発する。開発した送り系を 3 軸加工機に搭載して運動性能の評価を行い、その結果について述べる。

3.2 節は、開発した高精度送り系の概要を示す。フィードバック制御とモデル規範フィードフォワード制御、クーロン摩擦モデルを用いたフィードフォワード型摩擦補正を併用したコントローラの構成について述べる。3.3 節では、送り系単体の停止振動・位置決め精度、円弧補間運動の測定結果について述べる。3.4 節では、クーロン摩擦モデルを用いた送り系の摩擦力の補正方法の調査結果について述べる。3.5 節は以上をまとめた結論である。

3.2 リニアモータ駆動高精度送り系の構成

3.2.1 加工機の仕様と送り系の軸構成

表 3.1 に開発した送り系 (X,Y,Z 軸) と加工機械全体の仕様、図 3.2 に加工機の全体図と各軸の配置を示す。加工機は直交 3 軸の縦型マシニングセンタである。X, Y 軸をテーブル側、Z 軸を主軸側に配置しており、各軸ともに推力 400 N のコアレスリニアモータを用いている。Y, Z 軸は、モータの駆動力による重心回りのモーメントが生じないようにツインドライブ方式としている。案内機構には、表 3.2 に示す高精密切り案内を採用している。

Table 3.1 Major specifications of developed feed drives

Machine	Size	W:850 mm, D:1935 mm H:2182mm
	Mass	2500 kg
Drive	Mechanism	Linear motor X: single drive Z and Y : twin drive
	Travel distance	X: 150 mm Y: 150 mm Z: 100 mm
	Guide way type	Rolling guideway
	Control type	Position, Velocity, Current feedback
	Maximum feed rate	10000 mm/min
	Encoder resolution	100 pm

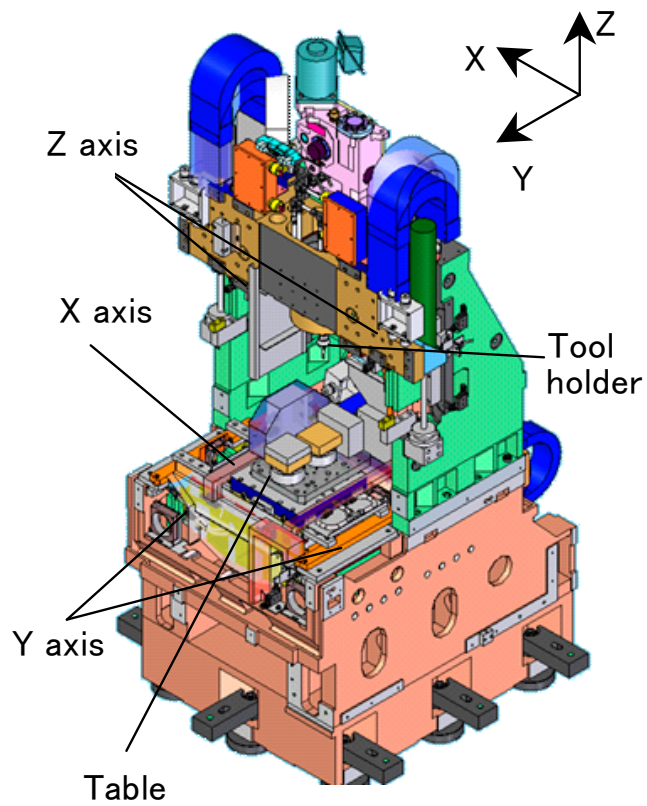


Fig.3.1 Developed machine tools with 3 drive axes

Table 3.2 Specification of rolling guideway

Carriage mass	1.0 kg
Ball size	2.4 mm
Number of track rail	8
Preload class	C0 (medium preload)
Lubricant	grease
Mean value of friction force	13.4 N
Deviation of friction force	3.4N/540 mm

3.2.2 制御系の構成

図 3.2 に制御系のブロック線図を表す．制御系は各軸独立制御とし，カスケード型のフィードバック制御系とフィードフォワード制御系で構成する．フィードフォワード制御系は，モデル規範制御器（MR-FF）と摩擦補正制御器（MFC）から構成される．図中の記号はそれぞれ K_{pp} ：位置比例ゲイン， K_{vi} ：速度積分ゲイン， K_{vp} ：速度比例ゲイン， K_t ：推力定数， m ：テーブル質量， $G_{fd}(s)$ ：推力からリニアエンコーダ検出位置までの応答を表す伝達関数， $G_{dl}(s)$ ；リニアエンコーダ検出位置から工具刃先位置までの応答を表す伝達関数， $G_r(s)$ ：規範モデル， $G_{c1}(s)$ ：位置フィードフォワードの伝達関数， $G_{c2}(s)$ ：速度フィードフォワードの伝達関数， $G_{c3}(s)$ ：力フィードフォワード制御の伝達関数である．また， x_c ， x_t ， x_l はそれぞれ位置指令値，リニアエンコーダ端での位置(フィードバック位置)，工具端位置(Tool center point；TCP)である．フィードバック制御系の制御系のゲインは，以下のように設定する． K_{pp} ：300 rad/s， K_{vi} ：速度積分ゲイン 192 rad/s， K_{vp} ：940 rad/s．

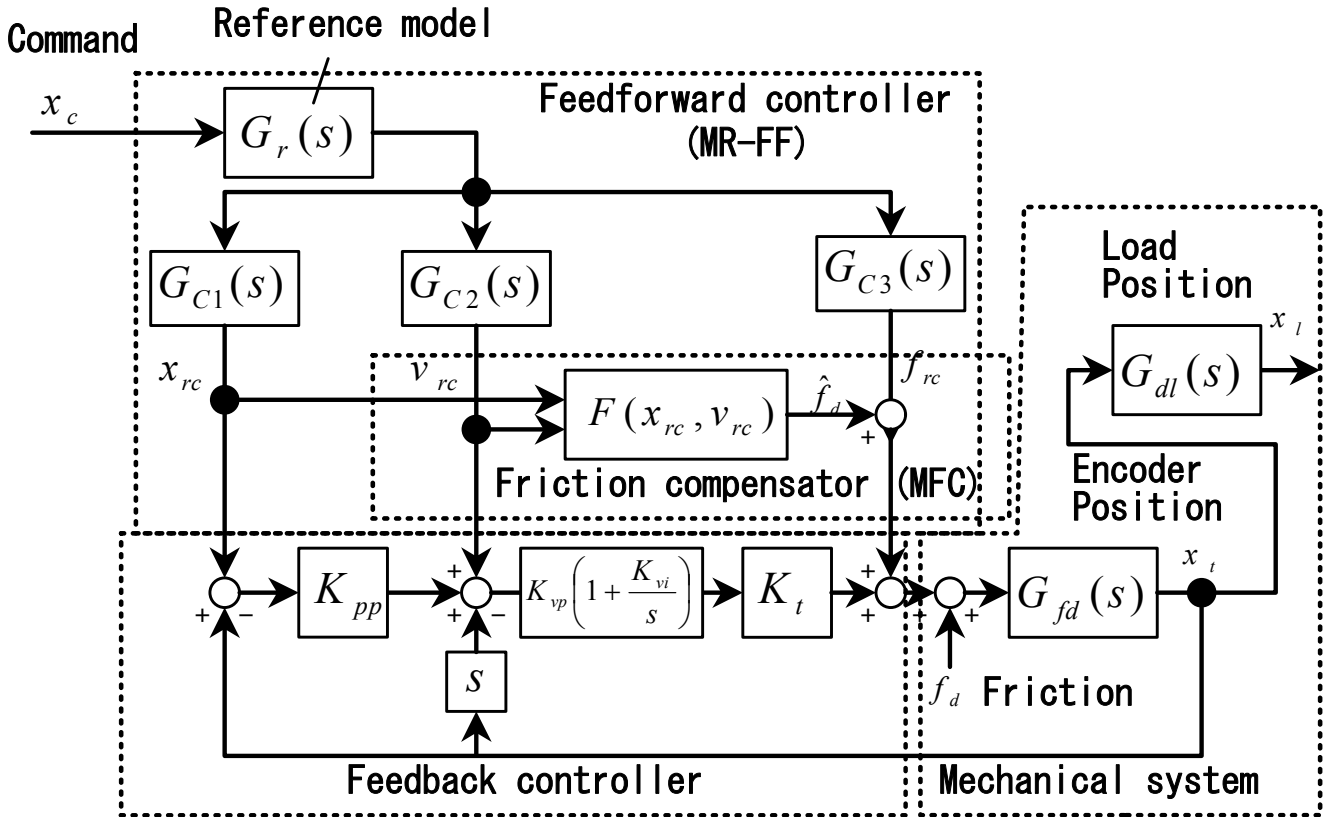


Fig.3.2 Block diagram of control system

$G_{c1}(s)$, $G_{c2}(s)$, $G_{c3}(s)$ のフィードフォワード制御器をそれぞれ以下のように設定する.

$$G_{c1}(s) = G_{dl}^{-1}(s) \quad (3.1)$$

$$G_{c2}(s) = sG_{dl}^{-1}(s) \quad (3.2)$$

$$G_{c3}(s) = G_{fd}^{-1}(s)G_{dl}^{-1}(s) \quad (3.3)$$

このとき, 指令値 x_c から工具端 x_l までの周波数伝達関数は規範モデル $G_r(s)$ と等しくなることが知られている[38]. ただし, $G_{dl}(s)$ は, 式(3.4)で示す 2 次遅れ系で近似し, 測定により各パラメータを同定する. 機械構造部の伝達関数 $G_{fd}(s)$, $G_{dl}(s)$ のパラメータを表 3.3 に示す.

$$G_{dl}(s) = \frac{B_i s^2 + 2\zeta_1^b \omega_i s + \omega_i^2}{A_i s^2 + 2\zeta_i^a \omega_i s + \omega_i^2} \quad (3.4)$$

Table 3.3 Model parameters

Model	Parameters	X-axis	Y-axis
$G_{fd}(s)$	m [kg]	35	93
$G_{dl}(s)$	A_i	1	1
	B_i	0	0
	ζ_i^a, ζ_i^b	0.4	0.4
	ω_i [rad/s]	1200	1062

規範モデル $G_r(s)$ には, 線形位相特性を持つローパスフィルタの一種であるベッセルフィルタいる.

$$G_r(s) = \frac{1}{1 + \frac{s}{K_r} + \frac{4}{9} \frac{s^2}{K_r^2} + \frac{1}{9} \frac{s^3}{K_r^3} + \frac{1}{63} \frac{s^4}{K_r^4} + \frac{1}{945} \frac{s^5}{K_r^5}} \quad (3.5)$$

ここで K_r [rad/s] はモデルゲインであり, $G_r(s)$ の応答帯域に対応する[57]. モデルゲイン K_r は 300 rad/s と設定する.

図 3.2 中で摩擦補正制御器に用いられている摩擦モデルを図 3.3 に示す．この摩擦補正制御器はクーロン摩擦型の摩擦モデルである．摩擦力は，テーブルの運動方向反転位置からの変位量の関数で計算される．テーブルの変位量が微小な時は，変位に比例した摩擦力が生じる．このとき，この摩擦モデルで計算された摩擦力を補正としてコントローラに力フィードフォワードする．一方で，テーブル変位量が大きくなり，摩擦力の大きさがクーロン摩擦力と等しくなるとクーロン摩擦力を補正值として力フィードフォワードする．この送り系のコントローラにおける X 軸，Y 軸のそれぞれのクーロン摩擦力型補正モデルのパラメータを表 3.4 に示す．

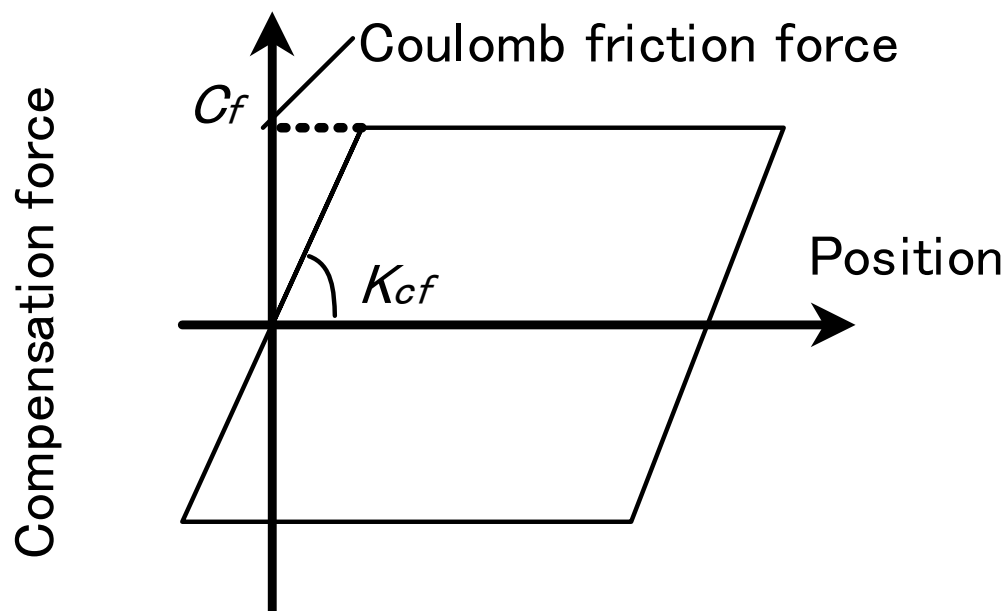


Fig.3.3 Compensation model

Table 3.4 Parameters of Coulomb friction compensator

	X-axis	Y-axis
Coulomb friction C_f	30N	17N
Spring constant K_{fc}	5N/ μ m	3.8N/ μ m

3.3 送り系の評価

3.3.1 停止時の定常振動

停止時のテーブル振動を評価する. 図 3.6 に運転待機状態での X 軸リニアエンコーダで測定したテーブルの定常振動を示す. また, このリニアエンコーダの信号に含まれるパワースペクトラムを図 3.7 に示す. 運転待機状態では, テーブル変位に約 ± 10 nm の変動が見られることがわかる. また, パワースペクトラムから 30 Hz の周波数成分の振動が最も大きく, 次に 58 Hz の周波数成分のパワースペクトラムが大きいことがわかる.

同様に Y 軸のリニアエンコーダ信号とそのときのパワースペクトラムを図 3.8, 3.9 に示す. Y 軸の定常振動は ± 8 nm であり, 58 Hz の振動成分が最も大きく, 次に 30 Hz の周波数成分が大きい.

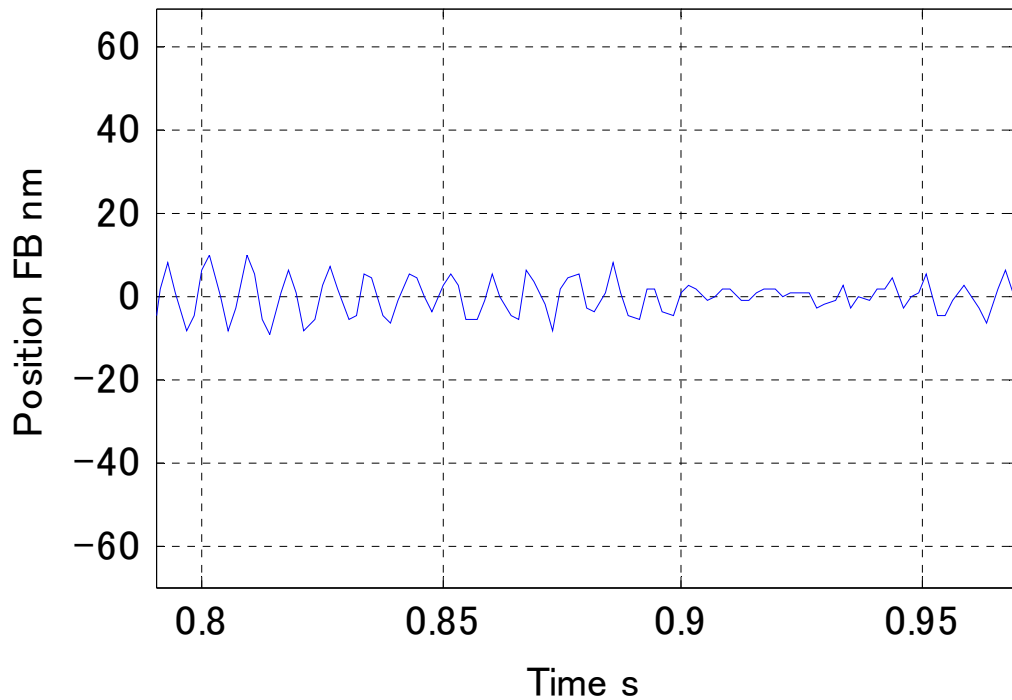


Fig.3.4 Steady-state vibration of X axis

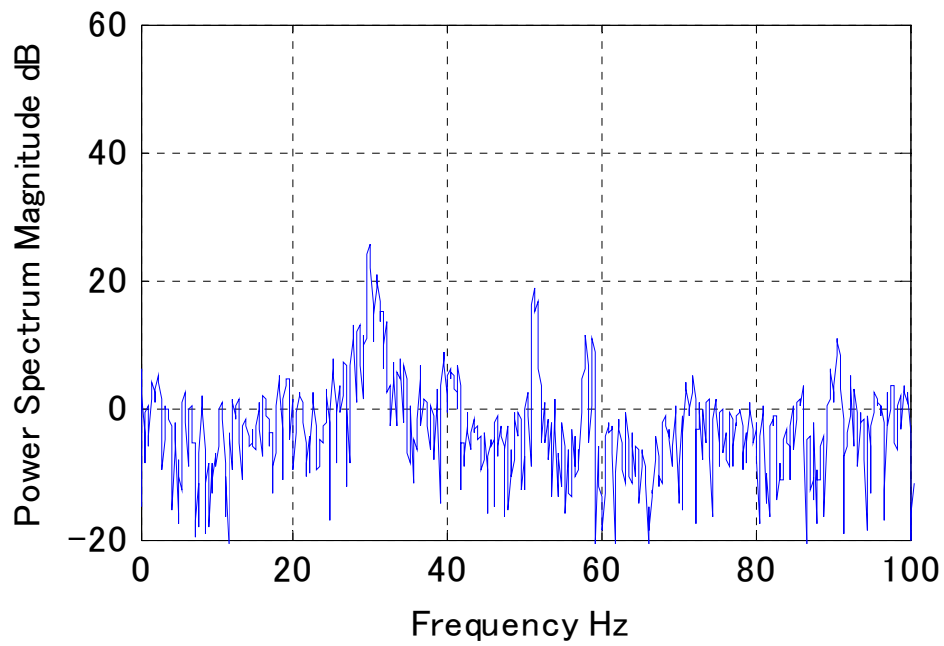


Fig.3.5 Power spectrum of linear encoder signal for X axis

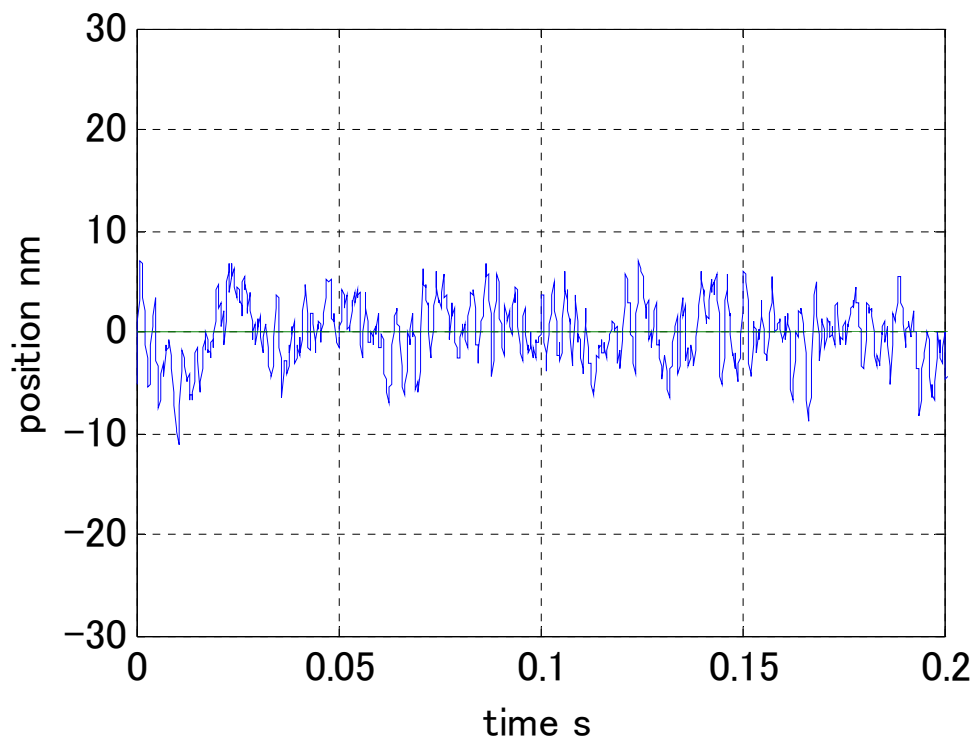


Fig.3.6 Steady-state vibration of Y axis

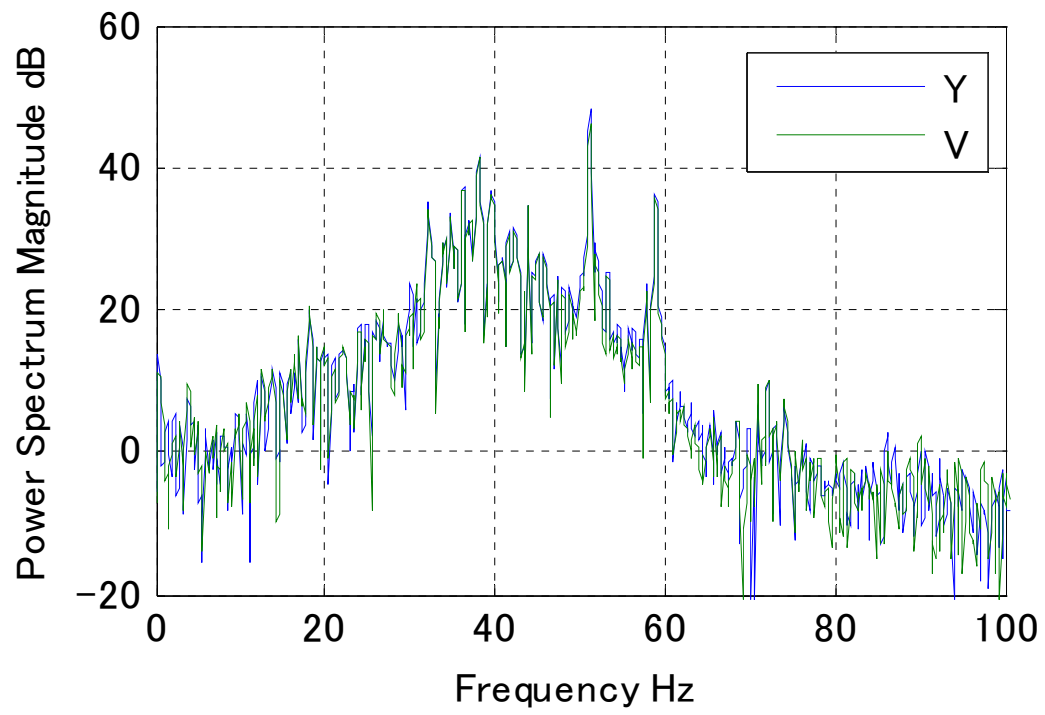


Fig.3.7 Steady-state vibration of Y axis

3.3.3 位置決め分解能の測定

ステップ位置決めでの性能評価を行った. X 軸にステップ指令を与えた場合のステップ応答を図 3.10 に示す. また, Y 軸のステップ応答を図 3.11 に示す. X,Y 軸ともに 50 nm のステップ指令に対して応答している. テーブル停止中は 3.3.2 節で述べたように約 ± 10 nm の振幅でテーブル変位は定常的に振動している.

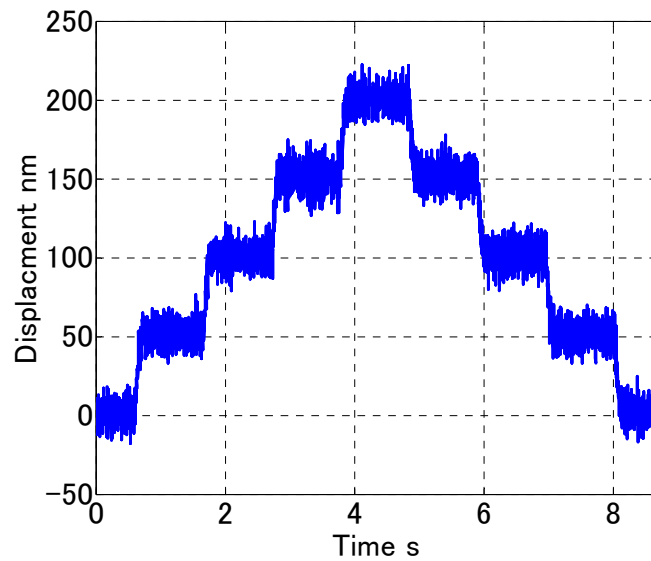


Fig.3.8 Step response of X axis

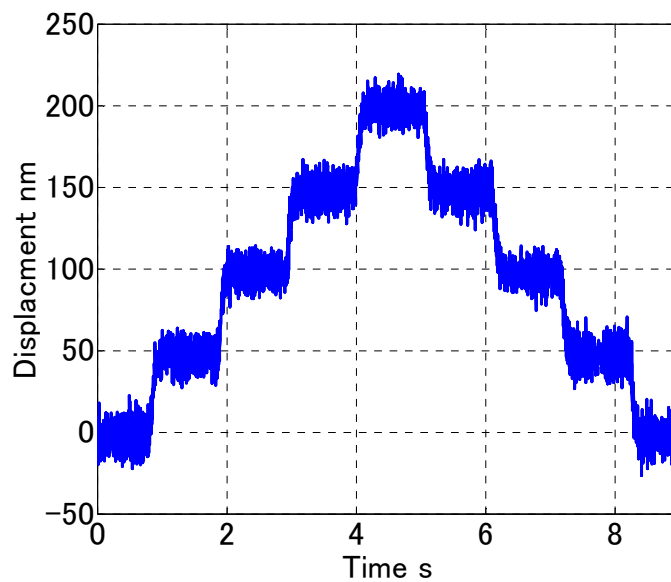


Fig.3.9 Step response of Y axis

3.3.3 円弧補間運動

XY 軸を同期して円弧補間運動を行い、指令値、リニアエンコーダで検出したテーブル変位(Feedback)と KGM で測定した工具先端点変位 (TCP) を測定する。指令する円弧半径 r と送り速度 F の組み合わせとそのときの角速度 ω と角加速度 $r\omega^2$ を表 3.5 に示す。なお、加減速には時定数 30 ms の移動平均フィルタを用いる。

このとき、図 3.3 に示したコントローラで制御を行った場合、機械系の変形を考慮せず $G_{df}(s)=1$ とした場合、従来から用いられている速度フィードフォワード制御: $G_r(s)=1$, $G_{cl}(s)=0$, $G_{c2}(s)=s$, $G_{c3}(s)=0$ とした 3 つの条件を比較する。

各運動条件で円弧補間を行って測定した工具先端点での運動軌跡とフィードバック位置における運動軌跡を図 3.14～図 3.16 に示す。ただし、図中では半径方向の誤差を 500 倍に拡大して表示している。図 3.14 に示した従来型の速度フィードフォワード制御では、角速度 ω が大きくなるにつれて、運動誤差が大きくなっている。同図(c)では、円弧の形状が楕円状に歪んでいる。これは、X 軸と Y 軸で制御遅れ時間が異なるため、位相差が生じたことが原因である。一方で、図 3.15 に機械構造の変形を考慮せず制御遅れのみを考慮した場合の結果を示す。フィードバック位置での真円度は $1\ \mu\text{m}$ となったが、工具先端点では ω が増加するにつれて運動誤差が増加している。図 3.16 に機械構造の変形を考慮した場合の測定結果を示す。このとき、工具先端点における円弧軌跡の真円度は $0.5\ \mu\text{m}$ 以下となった。

KGM を用いた測定では、測定精度の観点から $0.1\ \mu\text{m}$ レベルの誤差を論じる事が難しい。また、慣性力による機械構造の変形以外の動的誤差要因は、フィードバック系の制御ループ内部に生じる。そこで、以降では、機械構造の変形の影響は考慮せず、フィードバック位置でリニアエンコーダを用いて測定した運動軌跡のみに注目する。

Table 3.5 Experimental conditions in circular motion test

Condition	Feed rate $F\ \text{mm/min}$	Radius $r\ \text{mm}$	Angular velocity $\omega\ \text{rad/s}$	Acceleration $r\omega^2\ \text{m/s}^2$
(a)	3000	5	10.0	0.50
(b)	5000	5	16.7	1.39
(c)	3000	1	50.0	2.50

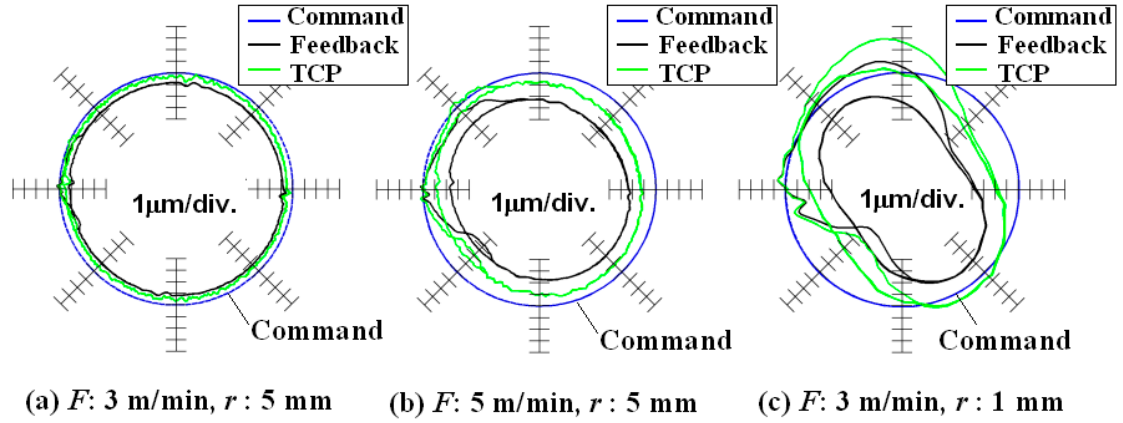


Fig.3.10 Error contour of circular motion for conventional FF control

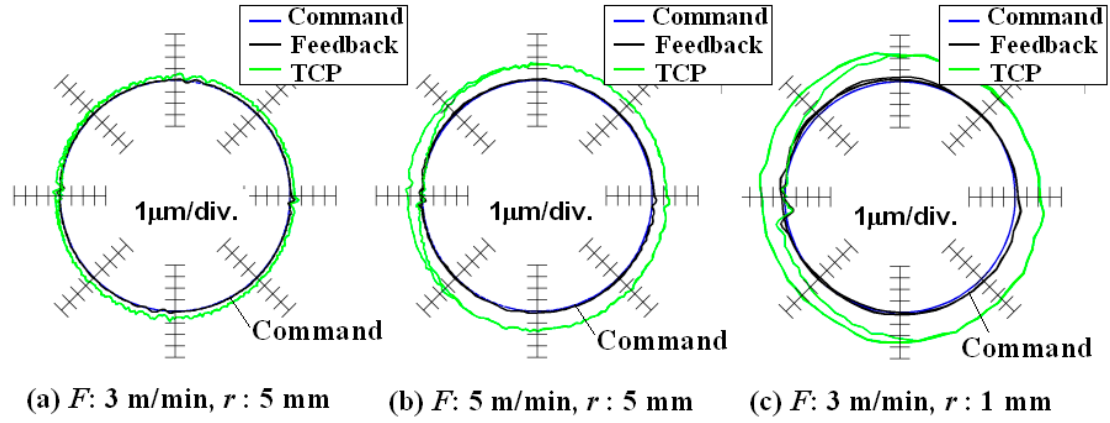


Fig.3.11 Error contour of circular motion for MR-FF control without mechanical dynamics compensation

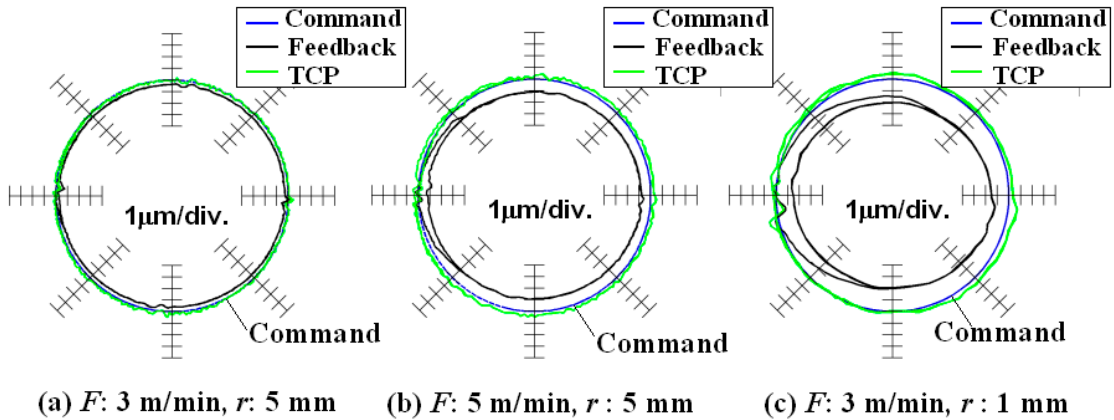


Fig.3.12 Error contour of circular motion for MR-FF control with mechanical dynamics compensation

3.4 クーロン摩擦型の摩擦補正の問題点

図 3.11 でフィードバック位置での運動軌跡の結果を半径方向に誤差を 2500 倍に拡大を図 3.13 に示す。摩擦力の変動の少ない高精度案内機構を用いたことにより、象限切り替え位置以外での円弧運動軌跡の運動中の真円度は同図(a)では $0.1\mu\text{m}$ 以下になった。しかし、象限切り替え位置では最大 $0.5\mu\text{m}$ 程度の運動誤差が生じていることがわかる。この誤差は、スティックモーションと呼ばれる運動誤差に起因している[54]。すなわち、象限切り替え位置では、同期運動している 2 軸のうち一方の軸だけの運動方向が反転する。この時に摩擦力の加わる方向も反転するため外乱力の大きさが急減期に変化することで、一方の軸の応答が遅れることによってスティックモーションが生じる。

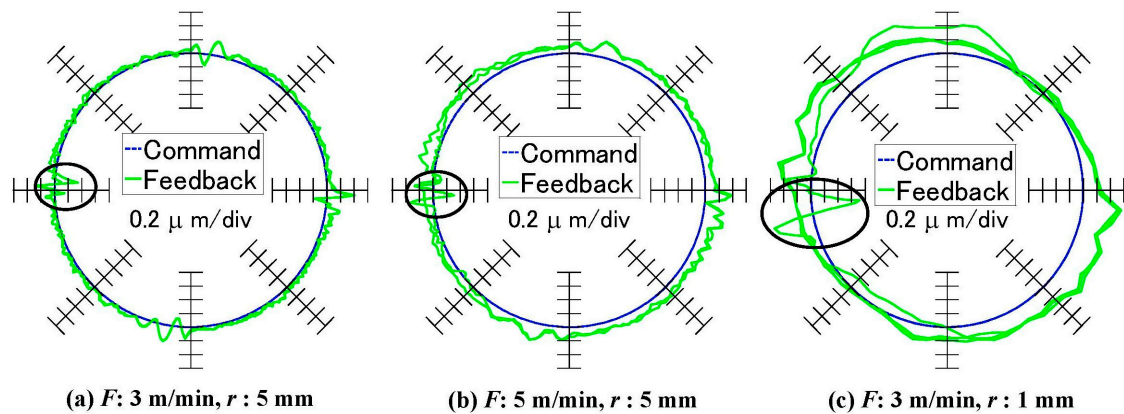


Fig.3.13 Error contour of circular motion for MR-FF control

CNC に実装されているクーロン摩擦型の補正機能では、ある特定の円弧運動軌跡を運動した場合に生じるスティックモーション量から補正に必要な補正パラメータを決定している。パラメータ同定に用いた運動パターンと全く同じ運動条件で円弧運動えばスティックモーション量を $0.1\mu\text{m}$ レベルに抑えることができる。しかし、円弧の半径や送り速度、加速度を変化させると摩擦力の推定誤差が生じ、運動誤差が発生する。例えば、図 3.13 の例においては、送り速度、円弧半径によってスティックモーション量が変化する。これは、運動条件によって生じる摩擦力の大きさや変化率が変化していることを意味する。すなわち、現在用いられている摩擦モデルでは摩擦補正を行うためには不十分である。そこで、次章以降では、摩擦によって生じるスティックモーションを補正するため、摩擦力の解析・モデル化、および補正を行う。

3.5 結論

本章では、コアレスリニアモータと無限軌道の高精密転がり案内を用いた高精密送り系の開発を行った。また、開発した送り系を持つ直交 3 軸の高精密加工機を構成した。本章で得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 300rad/s, 停止時の定常振動 10 nm, 位置決め分解能 50 nm を達成するためフィードバック制御, モデル規範フィードフォワード制御, クーロン摩擦型摩擦補正制御器を併用したコントローラを構成した。
- (2) モデル規範制御では, 制御の遅れと慣性力による機械構造の変形を補正するため, 規範モデルにベッセルフィルタと 2 次遅れ系で近似した機械構造の伝達関数を用いた。このコントローラを用いて, 象限切り替え時以外の場所では 0.1 μm 以下の真円度が達成できた。
- (3) クーロン摩擦型のモデルを用いた摩擦補正制御器を用いた場合, 送り速度や運動距離が変化すると摩擦の特性が変化するため運動誤差が発生する。そのため, 運動条件が変化しても 0.1 μm 以下真円度を実現するためには, 新しい摩擦解析法とモデルが必要となる。

第4章 転がり案内の外乱力の解析

4.1 緒論

摩擦力は、運動条件によって変化するため、CNC に実装されているクーロン摩擦モデルを用いたフィードフォワード制御では、円弧補間運動時に発生するスティックモーション量の十分な補正ができない。この問題を解決するためには、摩擦力を含む運動精度に影響を与えうる全ての外乱力を正確に把握する必要がある。開発したリニアモータ駆動送り系では、転がり案内のみに機械的な接触が存在するため、本章では特に転がり案内に生じる外乱力解析を行う。

リニアモータと転がり案内を用いた送り系の移動体に作用する外乱力としては、転動体から受ける抵抗力と移動体に作用する物体力（重力）がある。転動体との接触面から受ける送り方向の抵抗力は、転がり摩擦力として扱われ、多くの先行研究が行われている。

小泉ら[59]は、円筒ころを平面上で転がしたとき接触面で生じる摩擦力を測定するために、ころに加えた駆動力ところの回転角の関係を測定した。このとき駆動力と回転角の関係はヒステリシスループを描く。小泉らによるとヒステリシスループの形状はヘルツの接触面積に応じて変化する。二見ら[60]は、直動転がり案内の移動体の移動量と摩擦力の関係の調査した。球を転動体として用いた転がり案内では、(1)移動量が 100 μm 以上の領域ではクーロン摩擦特性、(2)移動量が 100 nm から 100 μm の領域ではヒステリシス特性、(3)移動量が 100 nm 以下では弾性バネ特性を示すと二見らは報告している。佐藤らは、直動転がり案内の外乱力を測定し、リテーナとグリスが摩擦力と減衰性に与える影響を実験的に調査した[61]。すなわち、佐藤らは、転がり案内の移動量と摩擦力の関係が示すヒステリシスループの形状に影響を与える因子を実験的に調査した。

これらの研究では、外乱力のうち運動方向反転位置からの微小変位量に対する成分の特性（マイクロ特性）について知見を与えているが、マイクロ特性の速度依存性や駆動範囲全域で変化する特性（グローバル特性）については明らかになってない。そこで本章では、転がり案内の外乱力が運動条件によりどのように変化するかを、測定実験を用いて解析する方法について述べる。測定実験では、移動体の運動条件（移動範囲、速度、加速度）を変化させ、それぞれの条件の外乱力への影響が明らかになるようにする。

4.2 節では、実験計画について述べる。4.3 節では、外乱力のマイクロ特性とグローバル特性および運動条件の影響について述べる。4.4 節は以上をまとめた結論である。

4.2 転がり案内に生じる外乱力の実験的解析方法

4.2.1 外乱力解析に用いる摩擦の理論モデル

図4.1に無限軌道型の転がり案内を示す．直動転がり案内では，転動体と軌道面，シールと軌道が接触しており，それらの接触面において摩擦が生じる．接触面の力学的な挙動は，Johnsonが著したContact theoryに記述されている[61]．この文献では，転がり案内の転動体に生じるトラクションを計算するために必要な様々なモデルが示されている．その中で，接触面の挙動を表現するマルチブラシモデルが提案されている．図4.2(a)にマルチブラシでモデル化された転動体と移動体の接触面を示す．マルチブラシモデルでは，移動体と転動体はともに剛体と仮定し，接触面には均一にブラシが分布している．移動体と転動体の間に相対変位が生じるとブラシが変形し，接触面内にはスティック領域とスリップ領域が生じる．スティック領域では，相対変位量に応じてブラシが復元力を生じる．ブラシの変形量が一定値を超えると，ブラシの接点は弾性力を保ったまま接触面を滑る（スリップ領域）．接触面内におけるすべてのブラシの復元力の和が，接触面に生じる摩擦力となる．マルチブラシモデルでは，隣接するブラシの変形力は互いに影響を与えないと仮定されている[62]．

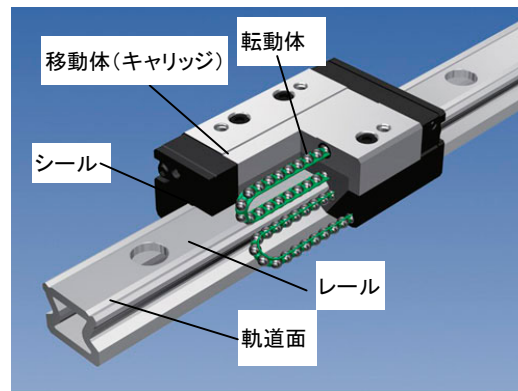


Fig.4.1 Schematic of rolling guideways

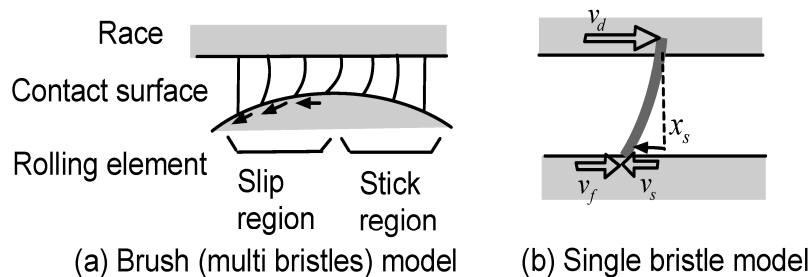


Fig.4.2 Bristle models for the contact surface

マルチブラシモデルは複雑であるため、これを簡単化したLuGreモデルが提案されている[63]。LuGreモデルは、図4.2(b)に示すように接触面を単一のブラシでモデル化している。同図で v_d はブラシが固定された移動体の速度、 v_f はブラシの先端が接触して弾性変形とすべりを生じる移動体の速度である。ただし、LuGreモデルを転動体とキャリッジ間の接触面に適用した場合、 v_d はキャリッジの速度、 v_f はボールの速度であり、シール機構とレール間の接触面に適用した場合、 v_d はシール固定部の速度、 v_f はレールに固定されているため0となる。LuGreモデルでは、摩擦力は以下の式で定義される。

$$\frac{dx_s}{dt} = v_s - |v_s| \frac{\sigma_0 x_s}{g(v_s)} \quad (4.1)$$

$$f_r = \sigma_0 x_s + \sigma_1 \frac{dx_s}{dt} + \sigma_2 v_s \quad (4.2)$$

ここで、 x_s はブラシの弾性変形量、 v_s は接触面のすべり速度である。 $g(v_s)$ はストライベック効果を表し、 σ_0 、 σ_1 、 σ_2 はそれぞれ、ブラシの剛性、ブラシの弾性変形率、粘性係数を表す。 x_s と v_s はマルチブラシモデルで考えたとき全てのブラシの弾性変形量の平均値と接触面の平均すべり速度に対応する。 x_s は移動体の移動量がある量を超えると飽和する。これは、マルチブラシモデルで考えた場合、ブラシ変形量の分布が定常状態になっていることを意味する。

このLuGreモデルでは、接触面状態を平均弾性変形量と平均すべり速度の2つの代表的な状態量で表現しており、それぞれの物理的な意味が不明瞭である。たとえば、 v_d は移動体の速度とみなすことができるが、回転体が接触している場合において v_s は未知である。さらに、ブラシ変形量 x_s の飽和値は式(4.1)に表されるようにストライベック効果を受けて変化する。しかし、ストライベック効果は、接触面の潤滑状態を表現した式であるため、本来であれば式(4.2)の粘性項にも影響を与えるはずである。

LuGreモデルは、物理的な意味が不明瞭な点もあるが、直感的な摩擦力の理解には役立つ。そこで、従来の実験的研究から得られた以下の仮説を採用し、次節以降の解析に用いる。

- (1) 接触面には弾性変形成分とすべり成分が存在し、摩擦力は接触面の平均弾性変形量と平均すべり速度で表現される
- (2) 平均弾性変形量は飽和値（定常値）がある。
- (3) 移動体速度の定常状態では、平均すべり速度は定常となる。

4.2.2 外乱力の解析方法

移動体の駆動力 f_d は、次式で示すように摩擦力と慣性力の和となる.

$$f_r(x, x_s, v_s) = f_d(x) - ma \quad (4.3)$$

ここで, f_r : 転動体を受ける全外乱力, x : 移動体位置, x_s : 接触面の平均弾性変形量, v_s : 接触面の平均すべり速度とする. ただし, x_s の飽和値を x_{ss} , v_s の定常値を v_{ss} とする.

摩擦力 f_r はさらに以下の成分に分離できるとする.

$$f_r(x, x_s, v_s) = f_{rg}(x) + f_{rs}(x_s, v_s) \quad (4.4)$$

ただし, $f_{rs}(x_s, v_s)$: 外乱力のうちミクロな状態量で決まる摩擦成分, $f_{rg}(x)$: 摩擦力以外のグローバルな位置で変化する外乱力成分である.

また, 同一の位置であれば移動体位置 x の影響は, ブラシ変形量の飽和値である x_{ss} に含まれるとみなす. x_s が飽和して $v_s=0$ であるとき, 以下の式が得られる.

$$f_{rs}(x_{ss}, 0) = -f_{rs}(-x_{ss}, 0) \quad (4.5)$$

ただし, 移動体を正方向と負方向に駆動した場合, それぞれの方向に駆動したときの摩擦を $f_{r+}(x, x_s, v_s)$, $f_{r-}(x, -x_s, -v_s)$ と記述する. ここで, 下付文字の+, -は駆動方向を表す.

摩擦力の測定結果から, 摩擦力を式(4.4)の成分に毎に解析する手順を以下に示す.

移動体が停止したとき, すなわち v が v_s ともに0で, かつ, ブラシの変形量 x_s が x_{ss} に飽和しているときとみなせる外乱力のサンプリングを行う.

$$f_{r+}^*(x, x_{ss}, 0) = f_{rg}^*(x) + f_{rs}(x_{ss}, 0) \quad (4.6)$$

$$f_{r-}^*(x, -x_{ss}, 0) = f_{rg}^*(x) + f_{rs}(-x_{ss}, 0) \quad (4.7)$$

ただし, 上付き文字*はサンプリングした外乱力であることを示す. 式(4.6)を式(4.7)に加えて式(4.3)を代入すると以下の式が得られる.

$$f_{rg}^*(x) = \frac{f_{r+}^*(x, x_{ss}, 0) + f_{r-}^*(x, -x_{ss}, 0)}{2} \quad (4.8)$$

次に, $f_{rg}^*(x)$ を補間して $f_{rg}(x)$ を算出する. 式(4.3)から $f_{rg}(x)$ を引き, 式(4.4)に代入して次式を得る.

$$f_d(x) - f_{rg}(x) = f_{rs}(x_s, v_s) + ma \quad (4.9)$$

特に, 移動体速度 v とすべり速度 v_s がともに定常状態である時, 式(4.9)は以下のようになる.

$$f_d(x) - f_{rg}(x) = f_{rs}(x_s, v_{ss}) \quad (4.10)$$

摩擦成分 f_{rs} に関しては、テーブルが停止中はすべり速度も0となるため、接触面の弾性変形の影響で生じる摩擦力であるスティック摩擦 $f_{rs}(x_s, 0)$ が得られる． $f_{rs}(x_s, v_{ss})$ と $f_{rs}(x_s, 0)$ の差をすべり速度の影響で変化する摩擦力であるスリップ摩擦と定義する．

4.2.3 実験的外乱力解析のための測定パターン

4.2.2節で提案した解析を行うための測定手順を示す．測定に用いる2種類の運動パターンを図4.3と図4.4に示す．各図における(a)，(b)，(c)はそれぞれ移動体に対する位置指令，速度指令，加速度指令である．各図(b)に示すように速度指令の形状は台形パターン，各図(c)に示すように加速度指令はステップ加減速である．図4.4に示した運動パターンA(Stop, dwell and go)では，微小線分指令とドウェル指令をn回正方向に繰り返し指令し，同様に負方向にn回繰り返す．各図中において， d_l は微小線分指令の指令幅を， v_r は定常指令速度， a_r は定常指令加速度を示す．運動パターンAは式(4.4)に示した分離に用いる．図4.5に示した運動パターンBは2点間を停止することなく往復するパターンであり，移動体速度 v が摩擦力成分 f_{rs} に与える影響の調査に用いる．具体的な解析手順を次に示す．

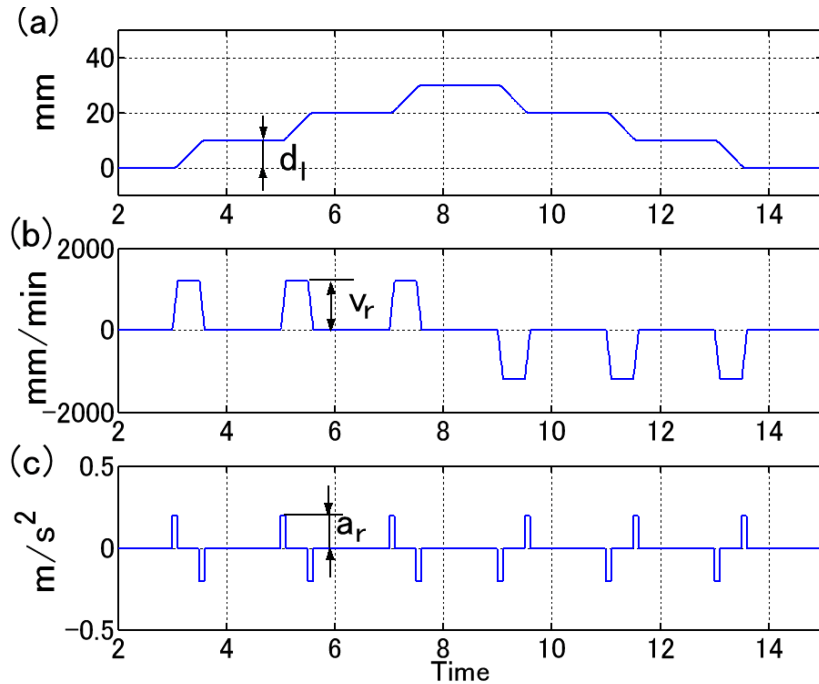


Fig.4.3 Motion pattern A. (a) Position command; (b) Velocity command; (c) Acceleration command

Step 1: グローバル位置決め領域での解析

運動パターンAを用いて、グローバル位置決め領域での摩擦力測定を行う．式(4.8)に示した方法を用いることで $f_{rg}(x)$ を算出する．摩擦力の成分である $f_{rs}(x_s, v_s)$ は式(4.9)から算出することができる．さらに、式(4.5)の条件が満たされるかどうかを確認する．

Step 2: マイクロ位置決め領域での解析

運動パターンAで d_l をブラシ変形の飽和量 x_{ss} よりも小さく設定し、マイクロ位置決め領域での測定を行う．摩擦力の成分 $f_{rs}(x_s, v_s)$ は、ステップ1で算出した $f_{rg}(x)$ を用いて求めることができる．また、 $f_{rs}(x_s, v_s)$ がグローバルな位置 x の影響を受けるかどうかを確認する．さらに、テーブル停止中はすべり速度も0となるため、接触面の弾性変形の影響で生じる摩擦力であるスティック摩擦 $f_{rs}(x_s, 0)$ を求める．

Step 3: 移動体速度の影響の解析.

グローバル位置決め領域で、運動パターンBを用いて測定を行う．定常状態での摩擦成分 $f_{rs}(x_{ss}, v_{ss})$ を算出し解析する．

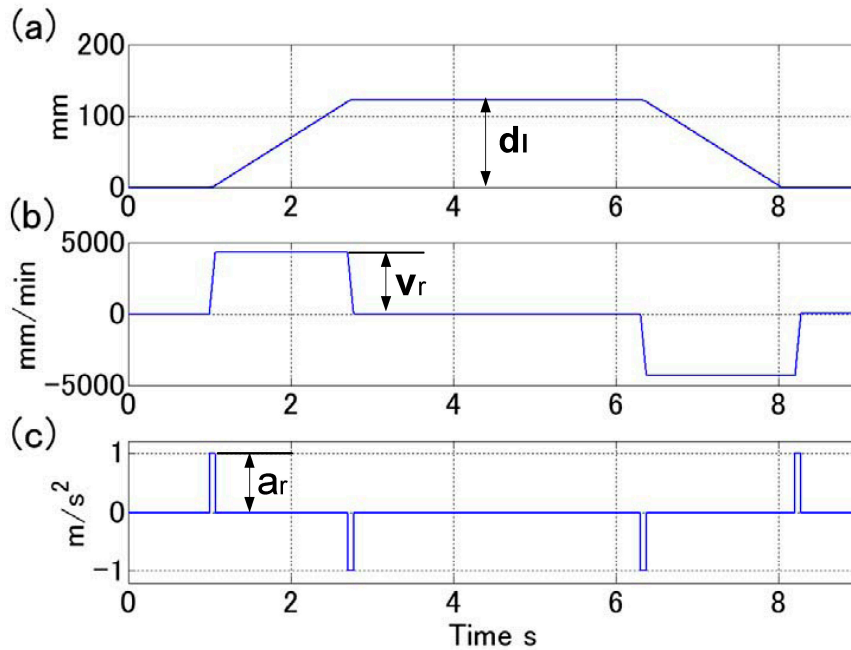


Fig.4.4 Motion pattern B. (a) Position command; (b) Velocity command ;(c) Acceleration command

4.3 外乱力解析

4.3.1 実験装置

3章で開発したリニアモータ駆動送り系のX軸で摩擦力解析を行う．図4.5に測定装置の概要を示す．X軸は，単一のリニアモータで駆動され，前述した転がり案内で支持されている．表4.1に送り系の仕様を，表4.2に転がり案内の仕様を示す．

テーブル位置，速度，電流フィードバック値をPCで測定する．測定のサンプリング時間は1.7 msである．この装置では，モータの駆動力は，電流フィードバック値に推力定数を乗ずることで算出する．一方で，テーブル位置はリニアエンコーダのパルス信号から算出し，テーブル速度はテーブル位置の微分から算出する．

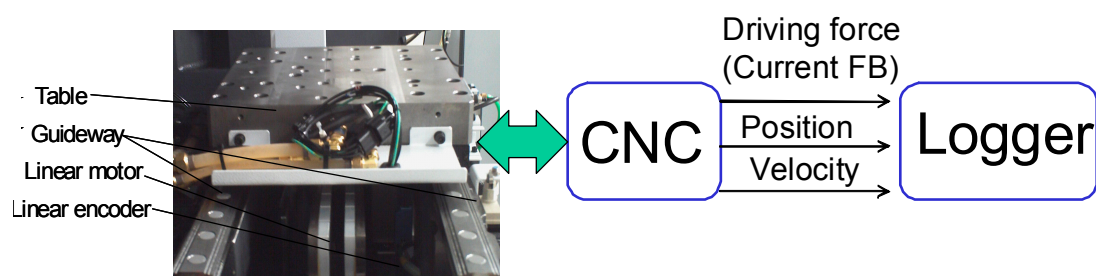


Fig.4.5 Experimental setup

Table 4.1 Specification of a feeddrive system

Table mass	38 kg
Linear motor	Coreless linear motor (Rated thrust force : 400 N)
Travel distance	150 mm
Position sensor	Linear encoder (Resolution: 100 pm)
Maximum feed rate	10 m/min
Control type	Cascade type with P-control in position feedback PI-control in velocity feedback PI-control in motor current feedback

Table 4.2 Specification of rolling guideway

Number of carriage	2 /rail
Carriage mass	1.0 kg
Number of track rail	8
Lubricant	grease
Preload class	C0 (medium preload)
Ball size	2.381mm

4.3.2 グローバル位置決め領域における外乱力解析

運動パターンAで各パラメータを $d_f=1$ mm, $v_r=60$ mm/min, $a_r=0.1$ m/s²として120 mmの移動範囲で、テーブル位置とリニアモータの駆動力の測定を行った。テーブルを5往復運動させたとき、同じ位置での駆動力の標準偏差は1.76 Nであった。2往復目までのテーブル位置を図4.6(a)に、そのときのリニアモータの電流フィードバック値から計算した駆動力を同図(b)に示す。同図(b)より、テーブルが往復する間に駆動力は-44 Nから+38 Nの範囲で変動していることがわかる。

図4.7(a)は、図4.6(b)中の点線で囲った運動方向反転部分の拡大図である。図4.7(b)にそのときのテーブル速度を示す。同図(a)に示すように、駆動力はテーブル速度が0になると7.4 N程度低下する。図4.8にテーブル位置と駆動力の関係を示す。ただし、図中の丸印は、テーブル速度が0のときのその位置における駆動力の平均値である。 $x=-30$ mm付近では、特異な駆動力の変動が観察される。この変動量は、送り条件、実験日時などによって変化する。また、図中の四角点は式(4.8)より計算した $f_{rg}^*(x)$ である。同図より、 $f_{rg}^*(x)$ は、55 mmのうねり成分を持ちながら4.0 N P-V (Peak-to-Valley)の変動幅で増加していることがわかる。ここでも $x=90$ mm付近の特異な変動は観察される。

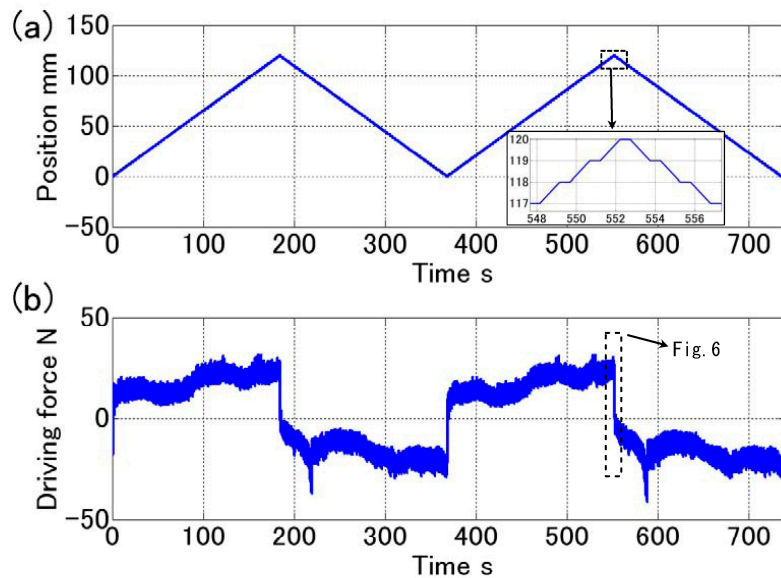


Fig.4.6 Measured table position and driving force for $d_f=1$ mm, $v_r=60$ mm/min, $a_r=0.1$ m/s²(a)

Table position; (b) Driving force of linear motor

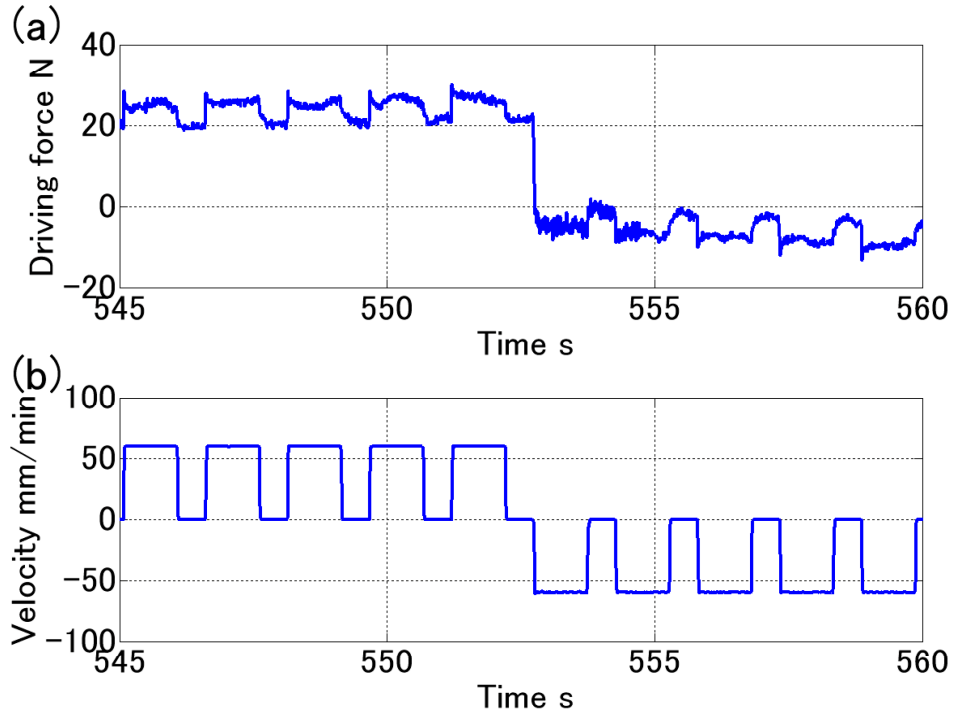


Fig.4.7 Measured table velocity and driving force for $d_l=1$ mm $v_r=60$ mm/min $a_r=0.1$ m/s² at the reversing point. (a) Magnification of the part surrounded with dotted lines in Fig.4.5 (b); (b) Table velocity

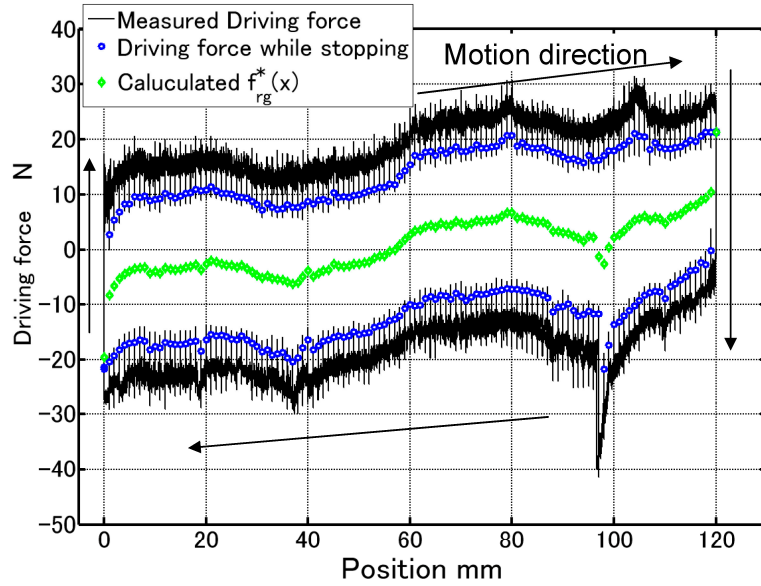


Fig.4.8 Relationship between table position and driving force, and calculated $f_{rg}^*(x)$

図4.9は、駆動力から $f_{rg}^*(x)$ を除いた $f_d(x) - f_{rg}(x)$ を示す．図中の丸印は、各テーブル位置でテーブル速度が0のときの平均値である．ただし、測定領域の両端を除いて、 x_s は飽和していると考えられるため、 $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ となっている．同図より $x=90$ mm 付近を除いて、 $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ の点を結んだ線は、ほぼ一定値を示す．しかし、位置によって若干の変動が生じていることがわかる．これは、グローバルな位置が x_s に影響を与えていることを示す．同様の実験を、速度と加速度を $v_f=120$ mm/min, $a_f=0.2$ m/s² に変更して行ったが、得られた $f_{rg}(x)$ と $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ は図4.8, 図4.9に示す結果とほぼ同じとなった．

$f_{rg}(x)$ の変動の原因を調査する．静電容量型変位センサとオプティカルラットを用いて、テーブルをX方向に駆動したときにZ方向（鉛直方向）に生じる運動誤差を測定した．測定は送り速度600 mm/minで行った．測定したプロファイルはカットオフ周波数1 kHzのローパスフィルタを通して高周波成分を除去した．測定した真直度を図4.10に示す．図中には、 $f_{rg}^*(x)$ をあわせて示してある．同図より、真直度は振幅: 0.4 μ m P-V, 周期: 約55 mm で変動している． $f_{rg}^*(x)$ の変動周期も55 mmであることから、ガイドの形状が $f_{rg}^*(x)$ の変動に関連していると考えられる．ただし、実験のセットアップの都合上、 $x=90$ mm 付近での真直度が取得できなかったため、特異点の原因については明らかではない．

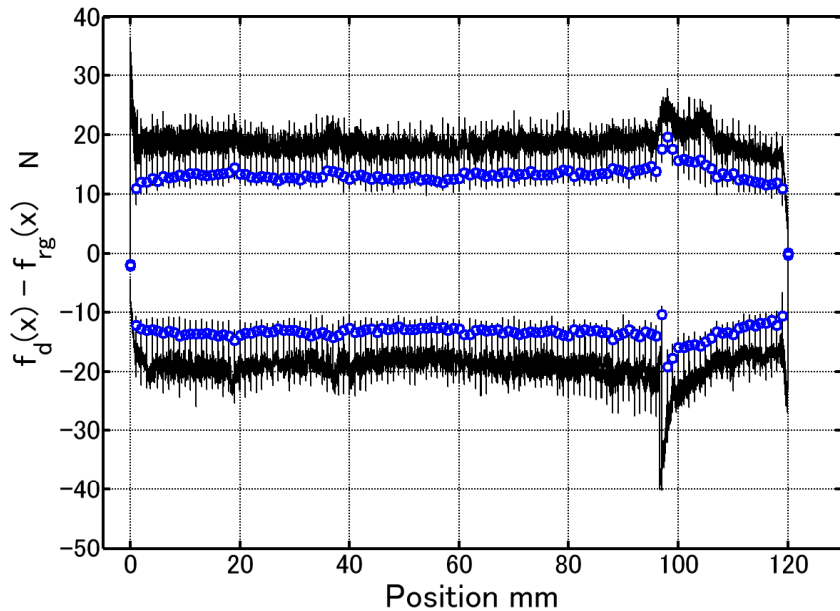


Fig.4.9 Relationship between table position and driving force, calculated $f_d(x) - f_{rg}(x)$ and $f_{rs}(x_{ss}, 0)$

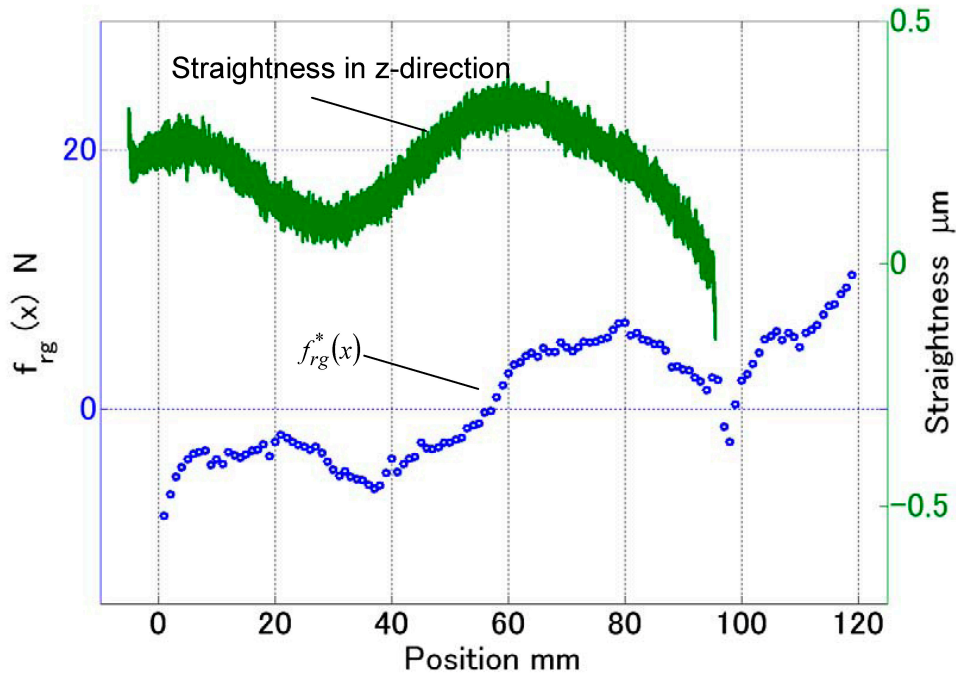


Fig.4.10 Comparison of measured straightness errors and $f_{rg}^*(x)$

4.3.3 マイクロ位置決め領域における摩擦力解析

次に、 $x_s < x_{ss}$ の条件で、マイクロ領域における $f_{rs}(x_s, v_s)$ の特性を調べる。運動パターン Aにおいて $d_f=10 \mu\text{m}$ $v_f=60 \text{ mm/min}$, $a_f=0.1 \text{ m/s}^2$ とし、 0.2 mm の範囲で測定を行う。摩擦力がグローバルな位置 x によってどの程度変化するかどうかを確認するため、測定は、テーブルストローク左端 ($x=0 \text{ mm}$)，テーブルストローク中央 ($x=60 \text{ mm}$)，テーブルストローク右端 ($x=115 \text{ mm}$) の3箇所で比較測定を行う。各測定箇所で、実験開始時の x_s の状態を同じにするために、あらかじめテーブルを負方向に 5 mm 動かしてから停止させ、測定運動を開始する。測定した駆動力から $f_d(x) - f_{rg}(x)$ を計算し、リニアモータ駆動力に含まれる摩擦成分 $f_{rs}(x_s, v_s)$ を求める。

図4.10に駆動開始位置からのテーブル変位量と $f_d(x) - f_{rg}(x)$ の関係を示す。図中の丸印が $f_{rs}(x_s, 0)$ に相当する箇所である。テーブル速度は、 $v_s=0$ であるので、求められた摩擦力 $f_{rs}(x_s, 0)$ は、接触面の弾性変形によって生じる復元力、すなわちスティック摩擦の成分であることを意味する。丸印を結ぶと、スティック摩擦成分は内側に同様の形状のヒステリシスループを描く。運動開始位置また反転位置から摩擦力は飽和値に漸近し、テーブル移

動量が50 μm 程度を超えると約10.4 Nに飽和する．文献[64]によると， x_{ss} はヘルツの接触面の駆動方向の長さと同しくなる（この場合は，接触円の短径）．ヘルツの接触理論から計算した短径もおおよそ50 μm であることから，スティック摩擦成分は主に転動体と案内軌道の間の接触面で生じているといえる．

実験条件では，駆動時に加わる慣性力は約3.8 Nであり，加減速中の距離は約1.5 μm である．すなわち，外側のヒステリシスループのほとんどの領域は定常速度であることを示している．このとき，内側のヒステリシスループ（スティック摩擦）と外側のヒステリシスループ（駆動中に生じる全摩擦力）がともによく似たヒステリシスループの形状を示している．また，スティック摩擦と全摩擦力との差が，接触面でのすべりによって生じる摩擦力の成分であるスリップ摩擦である．

$f_{rs}(x_s, v_s)$ が，3カ所の測定位置で似たヒステリシスループの形状を示しているので，グローバルな位置が， $f_{rs}(x_s, v_s)$ に与える影響は小さいと考えられる．しかし，3カ所の位置で，運動方向反転位置でのスティック摩擦の傾きが異なっていることから，グローバルな位置がマイクロな摩擦の挙動に影響を与えていることを示している．

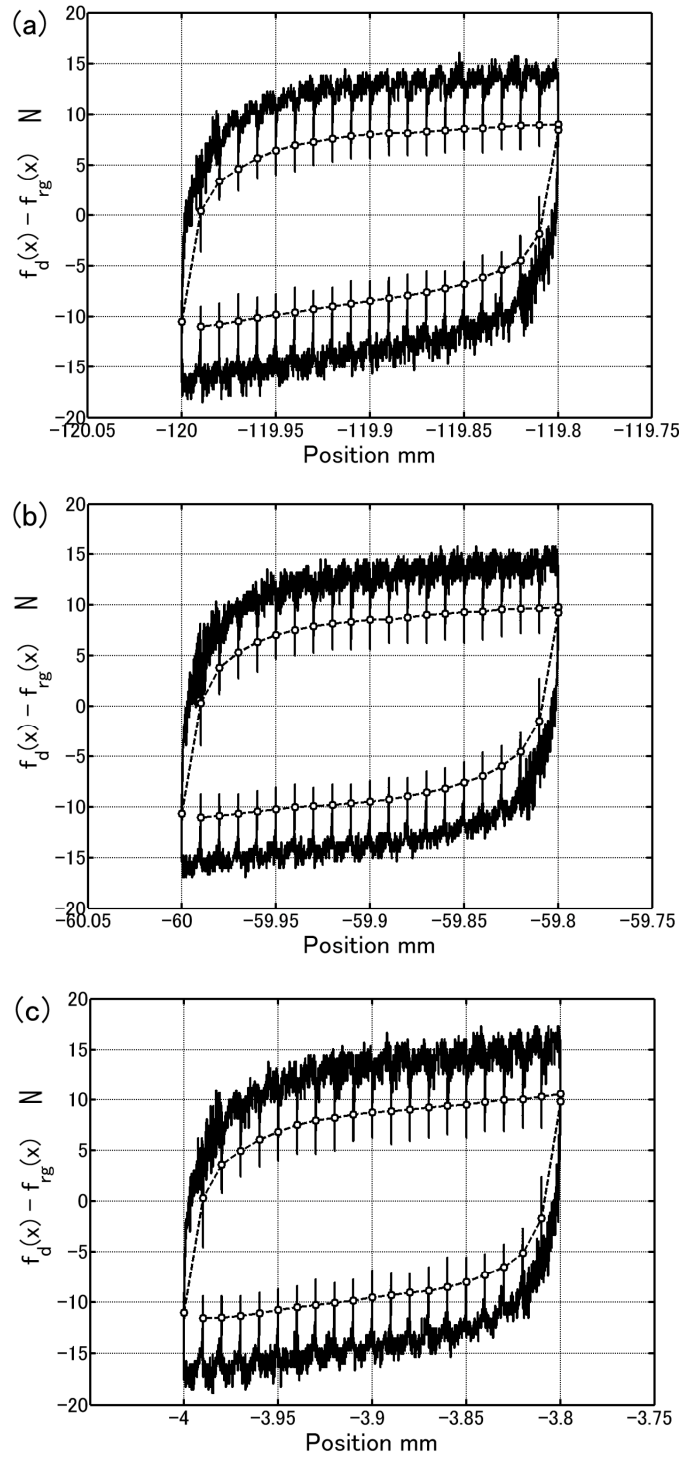


Fig.4.10 Measured relationship between table displacement and driving force for $d_f=10\ \mu\text{m}$
 $v_r=60\ \text{mm/min}$, $a_r=0.1\ \text{m/s}^4$. (a) Measured result at $x=0\ \text{mm}$; (b) Measured result at $x=60\ \text{mm}$;
(c) Measured result at $x=115\ \text{mm}$

4.3.4 速度が摩擦力に与える影響の解析

運動パターンBを用いてテーブル速度が摩擦力 $f_{rs}(x_{ss}, v_s)$ に与える影響を調査し、スリップ摩擦の特性を解析する。接触面の平均すべり速度 v_s は直接測定できないが、テーブルの速度 v_d に比例して変化すると考える。テーブル速度が変化することで v_s が変化し、摩擦力が変化する事が予想される。また、 v_s は加速度の影響を受けることも考えられる。そこで、パターンBで $a_r=0.5 \text{ m/s}^2 \sim 10 \text{ m/s}^2$ 、 $v_r=600 \text{ mm/min} \sim 9000 \text{ mm/min}$ の間で段階的に変化させた実験も行う。

図4.12(a)は測定した $f_d(x) - f_{rg}(x)$ を示し、図4.12(b)はテーブル位置とそのときのテーブル速度の関係を示す。 x_s が飽和しており、 v_s が定常速度となっている領域での $f_{rs}(x_{ss}, v_s)$ の平均値を測定した。このとき、テーブル指令速度とそのときの $f_{rs}(x_{ss}, v_s)$ との関係を図4.13に丸印で示す。同図に示すようにストライベック曲線は加速度に依存しないことがわかる。図4.13中で、三角、四角のマークは、図4.12で運動方向反転時の停止時間中に測定したスティック摩擦 $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ を示す。図4.13に示すように、 $a_r=10.0 \text{ m/s}^2$ の場合を除き、 v_s や a_r によらずスティック摩擦 $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ は一定値の 10.4 N となる。一方で、 $a_r=10.0 \text{ m/s}^2$ のときは、速度が増加するにつれてスティック摩擦は減少する。この結果より、ブラシ変形は加速度の影響を受ける可能性があることがわかる。

$f_{rs}(x_{ss}, v_s)$ と $f_{rs}(x_{ss}, 0)$ の差を、その速度におけるスリップ摩擦とよぶこととする。同図より実験に用いた送り系では、スティック摩擦と同程度の大きさのスリップ摩擦を持つことがわかる。また、この結果では、テーブル速度が0になったときに v_s が0となるはずなので、このときのスリップ摩擦成分は0になる。

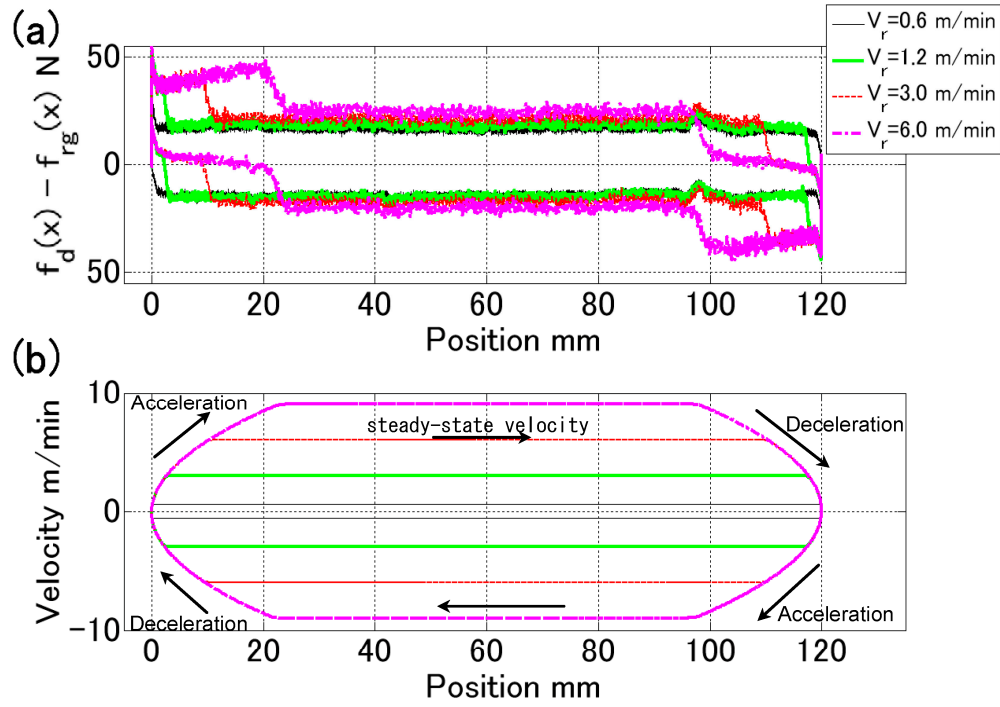


Fig.4.12 $d_f=12.0$ mm, $a_r=0.5\text{m/s}^4$, $v_r = 600$ mm/min \sim 9000 mm/min (a) Relationship between table position and $f_d(x)-f_{rg}(x)$; (b) Relationship between table position and table velocity

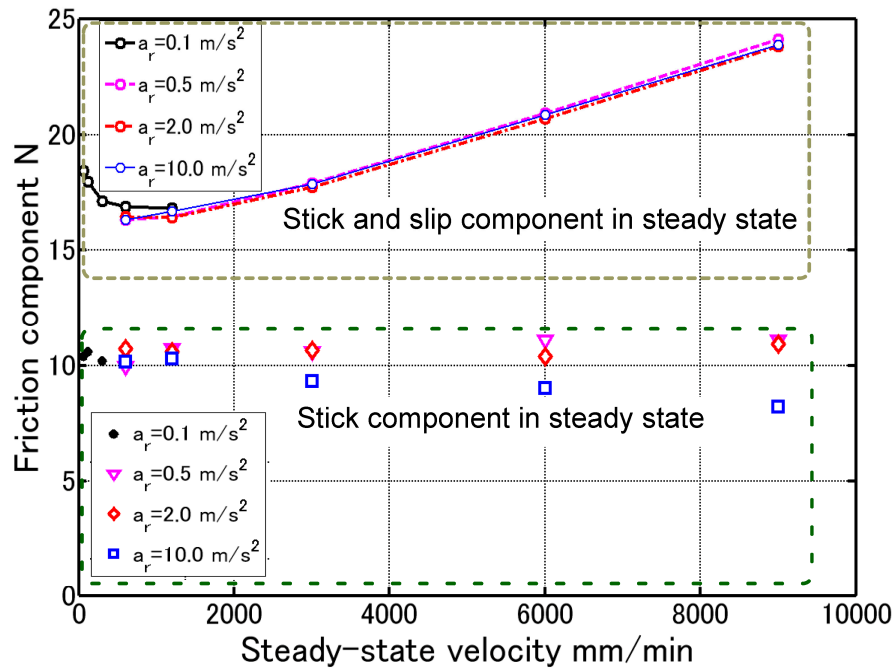


Fig.4.13 Relationship between steady-state velocity and steady-state friction component

4.4 結論

本章では、転がり案内をもつ送り系の外乱力の実験的解析方法の提案と解析を行った。本章の結論を以下にまとめる。

- (1) 外乱力をグローバル領域の特性と接触面のマイクロ領域の摩擦特性、摩擦力にあてえる速度の影響を別々に観察する方法を提案した。さらに、接触面の弾性変形によって変化する成分であるスティック摩擦、接触面のすべり速度によって変化するスリップ摩擦を定義した。
- (2) グローバル領域での外乱力の解析を行った結果、テーブルの位置によって変化する摩擦成分が観察された。また、この成分は案内機構の形状と関連した周期で変動することがわかった。
- (3) マイクロ領域での解析では、テーブルの速度が0になったときも値を保つスティック摩擦成分とテーブル速度が0になると低下するスリップ摩擦成分があることを確認した。スティック摩擦は、テーブルのグローバルな位置の影響を受けて特性がわずかに変化する。これは転動体の接触状態がグローバルな位置で変化するためであると考えられる。スティック摩擦は、速度の影響では変化せず、一定の値を示す。一方で加速度の影響を受ける。
- (4) 速度の影響を解析した結果、摩擦力と定常速度の関係はストライバック効果を示すことがわかった。スティック摩擦は速度の影響を受けず、値が変化しないため、ストライバック効果はスリップ摩擦が持つ特性であると考えられる。一方で、スリップ摩擦は加速度の影響を受けない。

第 5 章 移動マルチブラシモデルを用いた摩擦現象の解析

5. 1. 緒論

摩擦力をフィードフォワード的に補正するために、モデルを用いた摩擦現象の解析に関して、現在までに多くの研究が行われている[65-73]。摩擦力のモデル化においては、運動方向反転時の微小変位領域から定常速度状態までの領域の摩擦力の変化を表現することが重要な課題である。

Karnopp の摩擦モデルは、運動方向反転時の摩擦特性を表現するための簡便なモデルとしてよく知られている[65]。Karnopp の摩擦モデルでは、駆動力がクーロン摩擦より小さいとき、駆動力に等しい摩擦力が生じ、それ以外の場合はクーロン摩擦力を生じるとしている。しかし、駆動力は摩擦力に対して発生するため、因果関係が逆になっている。したがって、クーロン摩擦より小さい摩擦力が生じる微小変位領域での厳密なモデル化がなされていない。

これに対して微小変位領域での摩擦の挙動を考慮した摩擦モデルとしては、次のような例がある。Dahl は、摩擦のヒステリシス特性を簡単な微分方程式で表現した[63]。Hasseig と Friedland は、飽和値を持つ弾性ばねが接触面に多数分布していると仮定したマルチブラシモデルを提案した。また、Hasseig は個々のブラシ特性の計算を簡単にするための reset-integrator モデルも提案している[67]。マルチブラシモデルでは接触面に多数の弾性ばねが存在し、摩擦力はブラシの変形力の総和で表される。ブラシの変形量が小さい領域では、復元力を生じる。ブラシの変形がある一定値を超えるとそれ以上変形しなくなり、一定の復元力を生じる。このモデルは、接触面の弾性変形とすべりを表現したモデルである。

マルチブラシモデルの計算を単純化するため、Canudas は多数のブラシの変形を平均化し、1 本のブラシを用いて摩擦力を表現した LuGre モデルを提案した[63]。LuGre モデルでは、微小変位領域からクーロン摩擦力領域までを位置と速度を変数とする関数で表現できる。佐藤ら[67]は、円弧補間運動時に生じる象限突起補正のために、摩擦力を移動体変位の関数としてモデル化した。田中[68]らは、Canudas のモデルを直動転がり案内に適用し、ブラシのばね定数を切り替えることで摩擦力を推定した。以上のモデルは、摩擦力を 1 つの状態量で表現しようとした試みであるが、これらのモデルでは物理現象が明らかではないという問題がある。

複数の状態量を考慮する試みとして、Al-Bender ら[69]は、すべり特性を持つばね-ダンパ系を並列接続した Generalized Maxwell Slip model を用いて、ヒステリシス特性を表現した。

しかし、ばね特性と飽和特性の同定に最適化法を用いているため、パラメータ決定の物理的な意味が明らかではない。Haessig[67]は、接触面に多数のブラシが介在するとしたマルチブラシモデルを提案した。このモデルでは、定常変形状態に達したブラシは、その後更新されないが、転動体の転がりにより接触面が移動すると新しいブラシが供給されるはずである。曾田[72]は、円筒ころの接触面での垂直抗力から摩擦力を計算した。曾田の方法をマルチブラシモデルで解釈すると接触面には常に新しいブラシが供給されることを意味する。転動体が球の場合は、軌道との相対速度が接触点ごとに変化することになるが、曾田のモデルでは考慮されていない。

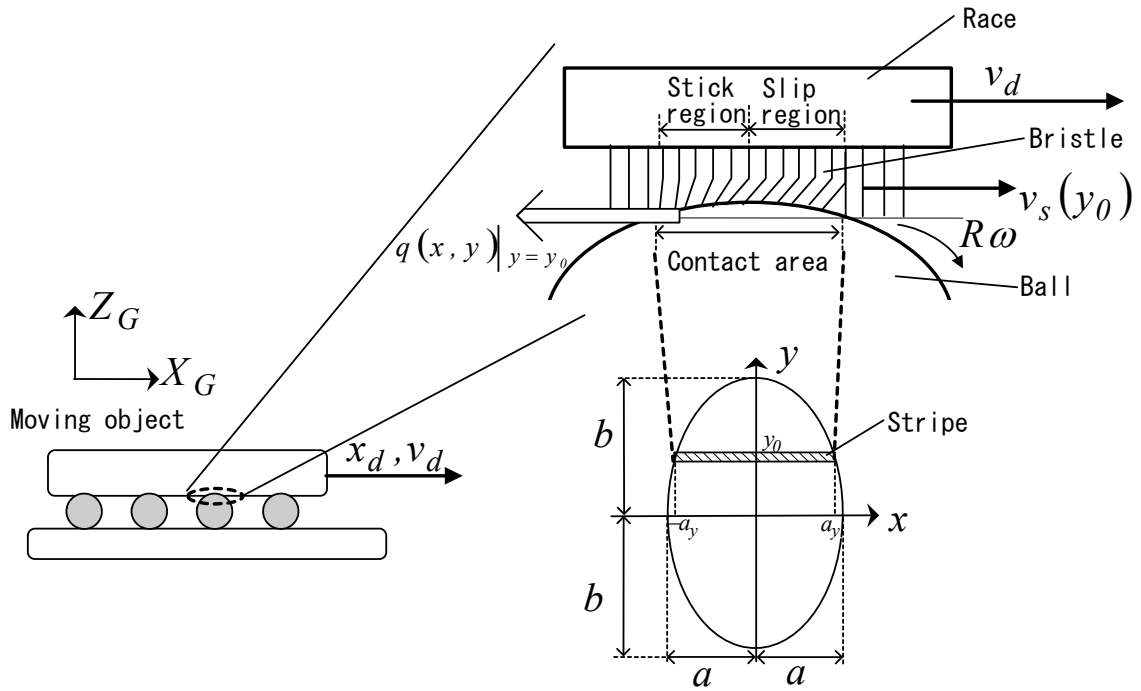
本章では、直動転がり案内の摩擦の過渡特性を含めた摩擦力の解析をモデルを用いて行う。そのため、接触面内の相対速度の分布を考慮した移動マルチブラシモデルを提案する。このモデルを用いて、接触面にすべり速度の分布が存在する場合に、摩擦のヒステリシスがどのように変化するかを調査する。5.2 節では、転動体の周速を考慮した移動マルチブラシモデルについて述べる。5.3 節では、提案モデルを用いた摩擦シミュレーションの結果を示す。5.4 節では、移動マルチブラシモデルで、運動停止時のスリップ摩擦の低下を考慮した場合のシミュレーションを行う。5.5 節は以上をまとめた結論である。

5.2 球の周速を考慮した摩擦モデル

5.2.1 マルチブラシモデルを用いた接触面のモデル

球を転動体として用いる転がり案内の概念図を図 5.1(a)、マルチブラシでモデル化した球と軌道との接触面を同図(b)に示す。同図中で X_G, Z_G は運動座標系、 xy は接触面座標系であり、 R (mm): 転動球半径、 ω (rad/s): 角速度、 x_d (mm): 移動体の位置、 v_d (mm/s): 球中心に対する移動体の並進速度、 v_s (mm/s): 接触面での球と軌道間のすべり速度である。ただし、垂直荷重を支えているすべての球と軌道は同じ接触状態であり、その状態はヘルツの接触理論にしたがうと仮定し、接触面の楕円の短半径を a (mm)、長半径を b (mm)としている。同図(b)で、 $y=y_0$ (mm)上で発生する任意の接線力を接触面座標の関数として $q(x,y)|_{y=y_0}$ (N/mm²)と定義する。このとき、マルチブラシモデルを用いて接触面に作用する接線力を計算するために、ブラシは次のような挙動をすると考える。

- (1) 接触面内において、 x 軸に平行なラインをストライプと定義する．ブラシはストライプに沿って接触面外から進入・退出する．ストライプ中では軌道と球間に生じるすべり速度によりブラシは変形する．
- (2) ブラシは、変形量がある値に達するまでは弾性力を生じ（スティック状態）、変形量がある値を超えるとその値を保ったまま接触面をすべる（スリップ状態）．



(a) Schematic of rolling guideway

(b) Multi-bristle model

Fig.5.1 Schematic of multi-bristle model

5.2.2 ストライプ上の任意の位置で生じる接線力の計算

球に働く単位面積あたりの接線力を求める．ストライプに進入した後、ブラシは軌道と球間のすべり速度に比例して変形する．すべり速度は y の関数 $v_s(y)$ で求める事ができる．

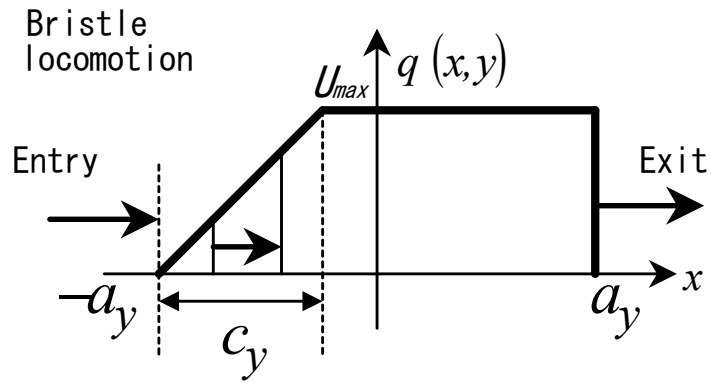
このときストライプに沿って発生する接線力の x 方向の分布を曾田のモデル[5.8]を用いて、次式で近似する．

$$q(x, y)|_{y=y_0} = \begin{cases} -k_q \cdot \xi(y_0) \cdot (x + a), & \text{if } q(x, y)|_{y=y_0} \leq U_{max} \\ U_{max} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5.1)$$

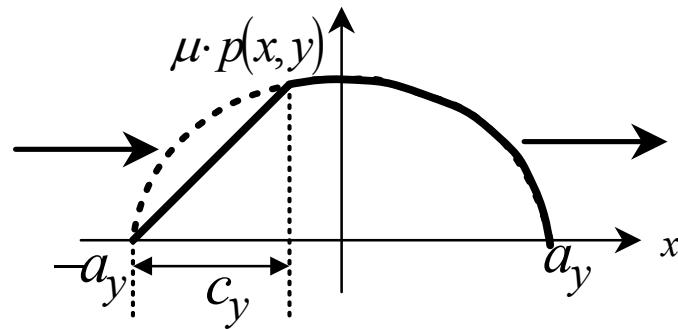
ただし、 U_{max} はスリップ状態での単位面積あたりのブラシの変形力、 $\xi(y)$ はすべり速度と移動体速度の比であり、クリープ比と呼ぶ。

$$\xi(y) = \frac{v_s(y)}{v_d} \quad (5.2)$$

図 5.2(a)に、ストライプに沿った接線力 $q(x,y)$ の分布例を示す。図中で c は、ブラシが飽和するまでに必要な移動体変位量である。Johnson[61]は、ヘルツの接触理論から計算される接触面の圧力分布を $p(x,y)$ (N/mm²)、摩擦係数を μ とし、接線力の上限を $\mu p(x,y)$ として摩擦力を計算した。Johnson のモデルを用いると接線力の分布は同図(b)のようになる。曾田のモデルでは、計算を簡単にするために、接線力の上限は一定値 (U_{max}) であるとしている。



(a) Soda's model



(b) Johnson's model

Fig.5.2 Tangential force model

5.2.3 接触面に生じる摩擦力の計算のアルゴリズム

接触面に生じる摩擦力計算のために、図 5.3 に示すように接触面を離散化する． $y=0$ を 0 番目のストライプとし，接触面を上下に n 本ずつ合計 $2n+1$ 本のストライプに分割する．また， i 番目のストライプの領域 $a_i < x < a_i$ を $2m$ 分割する．このとき分割幅 Δb (mm)， Δa (mm) は以下のようなになる．

$$\Delta b = \frac{2b}{2n+1} \quad (5.3)$$

$$\Delta a = a_i / m \quad (5.4)$$

$y=0$ から i 番目のストライプ中心までの距離 y_i は以下の式で表される．

$$y_i = |i \cdot \Delta b| \quad (5.5)$$

このとき，すべり速度 v_s の分布は，以下のようなになる．

$$v_s(y_i) = v_d - \omega R_i = v_d - \omega \sqrt{R^2 - y_i^2} \cong (v_d - \omega R) + \frac{\omega}{2R} y_i^2 \quad (5.6)$$

以上より， i 番目のストライプでのクリープ比 ξ_i は，次式で表すことができる．

$$\xi_i = \frac{v_s(y_i)}{v_d} = \xi_0 + \frac{\omega}{2Rv_d} y_i^2 \quad (5.7)$$

ただし， ξ_0 は 0 番目のストライプにおけるクリープ比であり，以下の式で定義する．

$$\xi_0 = \frac{v_d - \omega R}{v_d} \quad (5.8)$$

式(5.7)に式(5.8)を代入して ω を消去すると， i 番目のストライプでのクリープ比は以下のようなになる．

$$\xi_i = \xi_0 + \frac{(1 - \xi_0)}{2R^2} y_i^2 \quad (5.9)$$

i 番目のストライプでのスティック領域でのブラシ変位の分布 $u_i(x)$ (mm) は，次のように表される．

$$u_i(x) = \xi_i(x \pm a) \quad (5.10)$$

ただし、符号はブラシが進入する方向によって定まる。

i 番目のストライプの中で、 j 番目の分割領域でのブラシの変位を $u_{i,j}$ 、ステイック状態でのブラシ変位の最大値を u_{max} (mm) とする。ブラシがストライプに進入した後、ブラシが隣の分割領域に移動する毎に、 $u_{i,j}$ を次の条件で更新する。

(i) ステイック状態

$$|u_{i,j+1}| \leq |u_{max}| \quad (5.11)$$

$$u_{i,j+1} = u_{i,j} + \Delta u_i \quad (5.12)$$

(ii) スリップ状態

$$u_{i,j+1} = u_{max} \quad \text{for} \quad u_{i,j+1} > u_{max} \quad (5.13)$$

変位の増分 $\Delta u_{i,j}$ は $u_i(x)$ を変分することによって得られる。 i 番目のストライプ中では ξ_i は変化しないと仮定しているので、ブラシ変位の増分は以下の式で求まる。

$$\Delta u_i = \xi_i \Delta a \quad (5.14)$$

ブラシの変位の最大値が u_{max} であるから、 U_{max} は以下の式で表される。

$$U_{max} = k_q \xi_i u_{max} \quad (5.15)$$

以上より、 i 番目のストライプの j 番目の領域に生じる接線力 $q_{i,j}$ は以下の式で表される。

$$q_{i,j} = \begin{cases} -k_q \cdot u_{i,j} & \text{if } u_{i,j} \leq u_{max} \\ k_q \cdot \xi_i \cdot u_{max} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5.16)$$

よって、 i 番目のストライプに生じる接線力の和 f_i (N) は、以下のように求められる。

$$f_i = \sum_{j=-m}^m q_{i,j} \cdot \Delta a \cdot \Delta b \quad (5.17)$$

式(17)を用いて全ストライプで接線力の和を求めれば、接触面全体に生じる摩擦力 F が求められる。

$$F = \sum_{i=-n}^n f_i = \sum_{i=-n}^n \sum_{j=-m}^m q_{i,j} \cdot \Delta a \cdot \Delta b \quad (5.18)$$

全ストライプにおいて、接線力の分布が図 5.2(a)で示されるような台形である場合、摩擦力の飽和値 F_{ss} (N)は、以下の式より計算できる。

$$F_{ss} = \sum_{i=-n}^n U_{\max} \left(2a_i - \frac{c_i}{2} \right) \cdot \Delta b \quad (5.19)$$

ただし、 i 番目の各ストライプでの接触面の短半径を a_i 、ブラシが飽和するまでに移動する距離を c_i とする。

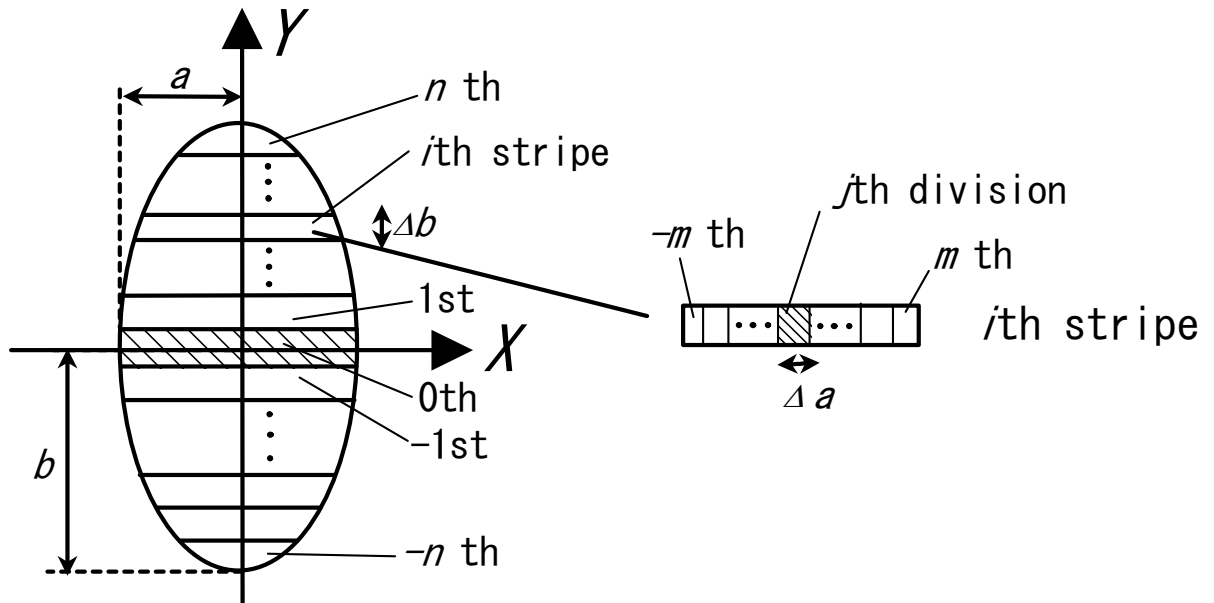


Fig.5.3 Discretization of contact surface

5.3 直動転がり案内に生じる摩擦力のシミュレーション

5.3.1 シミュレーション条件

前章で示した計算アルゴリズムを用いて摩擦力のシミュレーションを行い, クリープ比が摩擦特性に与える影響を調査する. 移動体は一定のストロークを一定の速度で往復運動するとし, 加減速は考慮しない. 図 5.4 にシミュレーションに用いる移動パターンを示す. シミュレーションに必要なパラメータは表 5.1 のように設定した. ただし, 同表中の R , a , b , U_{max} , k_q は 4 章の実験で用いた直動転がり案内を参考に設定した.

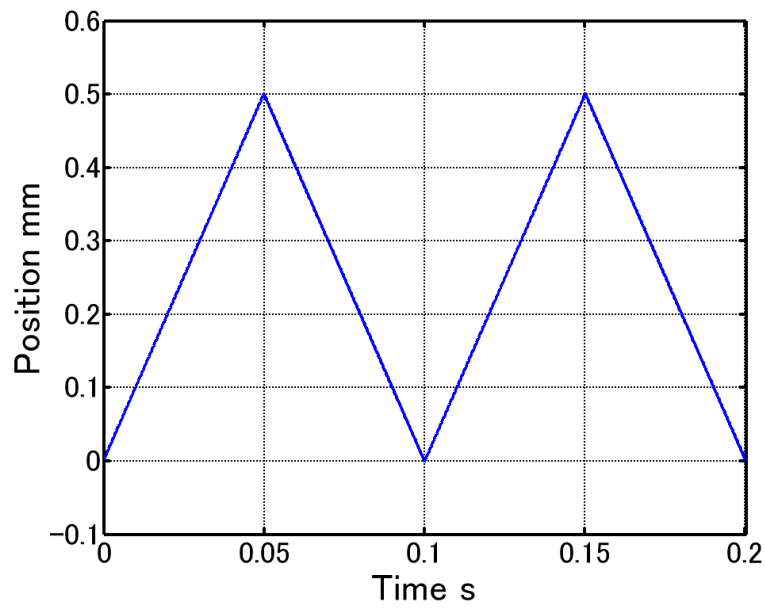


Fig.5.4 Motion pattern for simulation

Table5.1 Numerical parameters for simulation

Ball radius	R	1 mm
Length of minor axis of contact area	a	0.025 mm
Length of major axis of contact area	b	0.25 mm
Max. tangential force of bristle	U_{max}	1.20 N/mm ²
Stiffness of bristle	k_q	2 N/ mm ³
Number of stripe	$2n+1$	21
Number of segment	$2m$	20

5.3.2 接触面内ですべり速度方向がすべて等しい場合

$\xi_0=0$ としたときの各ストライプのすべり速度分布を図 5.5 に示す．同図に示すように，すべてのストライプにおけるすべり速度は同一方向に発生する．この条件での直動転がり案内の接触面に生じる摩擦力と移動体の位置との関係を図 5.6 に示す．同図からシミュレーションにより摩擦のヒステリシスループが表現できることがわかる．この例では，摩擦力は移動体が反転した後，定常状態にならないが，このような摩擦特性は二見[60]や筆者[73]の報告にも見られる．

図 5.6 に示したヒステリシスループと各ストライプの摩擦力の関係を示すため，1 番目，3 番目，5 番目のストライプに生じる摩擦力と移動体の位置の関係を図 5.7 に示す．1 番目のストライプでは，相対速度が小さいためストライプ内でブラシがスリップ状態に達せず，ストライプの摩擦力が飽和しない．3 番目のストライプから摩擦力が飽和するが，これはブラシがスリップ状態に達して図 5.2(b)に示すような台形の接線力分布を持つためである．外側のストライプほどすべり速度が大きくなり，スティック領域での摩擦力の変化率が大きくなる．すべてのストライプで摩擦力が飽和するのに必要な移動体の変位と飽和したときの摩擦力が異なるため，重ね合わせるとなめらかなヒステリシスループを示す．この全体の摩擦力のヒステリシスループが飽和しないのは，スリップ状態に達していないブラシを持つストライプが存在するためである．Generalized Maxwell slip mode[69]では，多数のすべり特性を持つばね-ダンパ系を重ね合わせてヒステリシスループを表現していたが，これは本アルゴリズムではストライプ毎に摩擦力を計算することに対応していると考えられる．

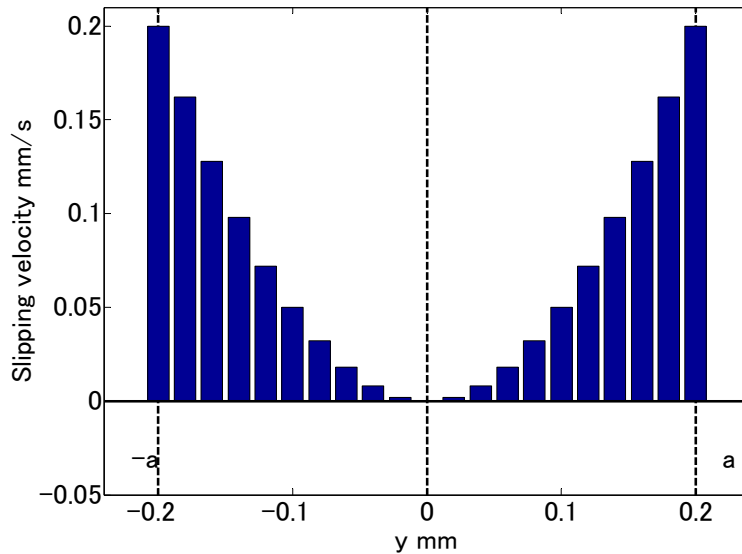


Fig.5.5 Slipping velocity of each stripe: $\xi_0=0$

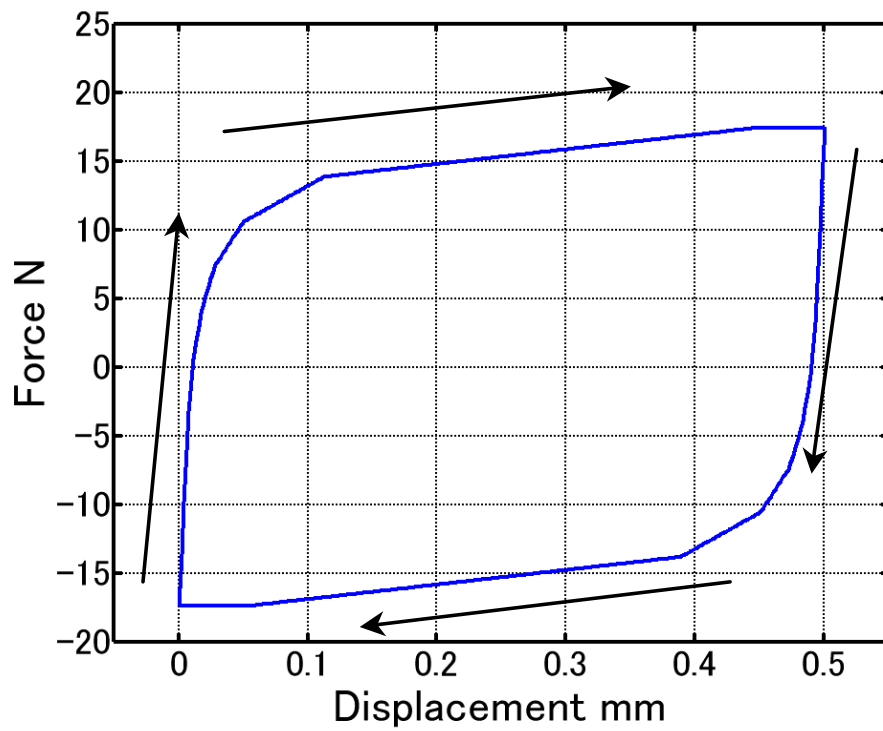


Fig.5.6 Calculated total friction force of linear motion rolling bearing: $\xi_0=0$

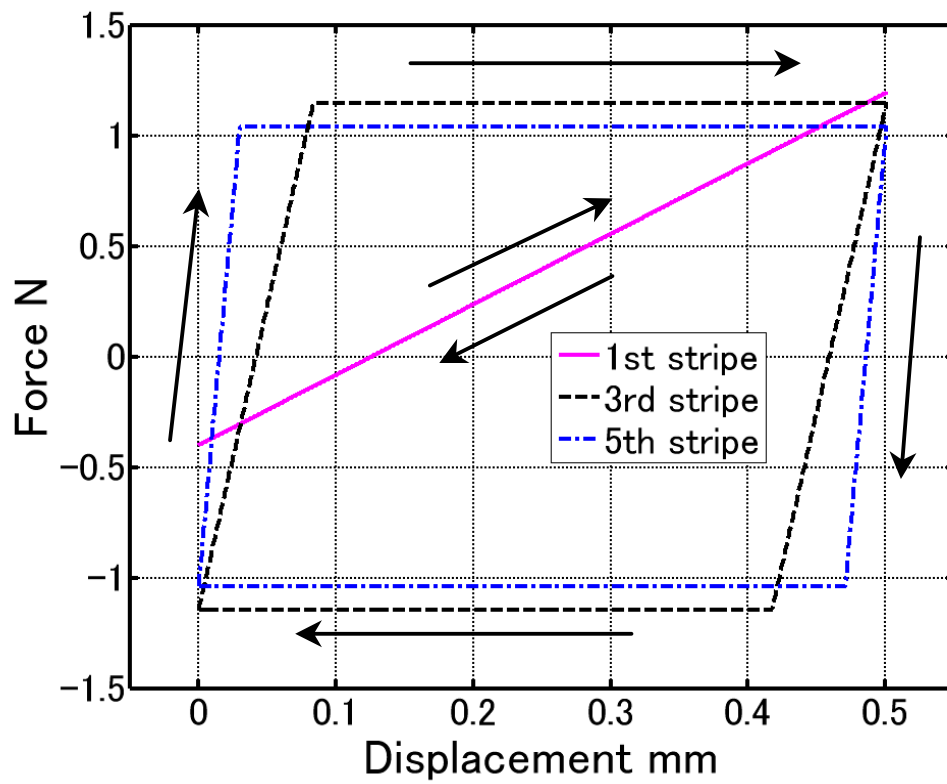


Fig.5.7 Calculated friction force of each stripe: $\xi_0=0$

5.3.3 接触面内で逆方向のすべり速度分布が存在する場合

ξ_0 が負の場合の摩擦特性を計算する．岡部ら[64]によると， $\xi_0=-0.01(1\%)$ を超えるすべりが生じることは稀であるとされる．そこで， ξ_0 を-0.0005 から-0.002 まで変化させたときの摩擦力の変化を調べる．伊藤[74]は，玉軸受の接触面の接線力分布を $\mu p(x,y)$ とし，接触面内での速度分布を考慮した定常摩擦モーメントの計算を行った．伊藤は，球が転がる条件から，長半径方向ですべり速度が0になる位置（本論文では y 座標）を計算しており，この結果を用いた場合は， $\xi_0=-0.002$ となる．

$\xi_0=-0.002$ としたときの各ストライプのすべり速度分布を図5.8に示す．同図より3番目のストライプ付近において，すべり速度が0となる．また，0番目のストライプ近傍では，球の周速が移動体速度より早くなり，負のすべり速度が生じる．このようなすべり速度の分布形態は，差動滑りとよばれる． ξ_0 の絶対値が大きくなるにつれ，負のすべり速度が生じる領域が増加する．

ξ_0 を-0.0005 から-0.002 まで変化させたとき，直動転がり案内の接触面に生じる摩擦力と移動体の位置との関係を図5.9に示す．同図より，運動方向反転時に反転位置から約0.1 mmの位置で摩擦力が極値をとったあと定常値に近づく． ξ_0 の絶対値が大きくなるほど，極値を取るまでの移動量が短くなり，摩擦力の定常値も小さくなる．二見[60]や佐藤[75]が測定に用いた直動転がり案内にも同様の現象が見られる．

図5.9に示したヒステリシスループと各ストライプにおける摩擦力の関係を示すため， $\xi_0=-0.002$ としたときの1番目，3番目，5番目のストライプに生じる摩擦力と移動体の位置の関係を図5.10に示す．同図より，3番目のストライプは，相対速度が小さいことでストライプ内でブラシがスリップ状態に達しないため，ストライプの摩擦力が飽和しないことがわかる．また，1番目のストライプでは，摩擦特性の傾向が他のストライプと逆になっている．これは，0番目のストライプでは，すべり速度が負であるため，ブラシの変形方向が逆になっていることが原因である．接触面が差動すべり状態であると，逆の摩擦力の傾向を示すストライプが存在するために，全体の摩擦特性は過渡状態で極値を持ち，定常値は小さくなる．

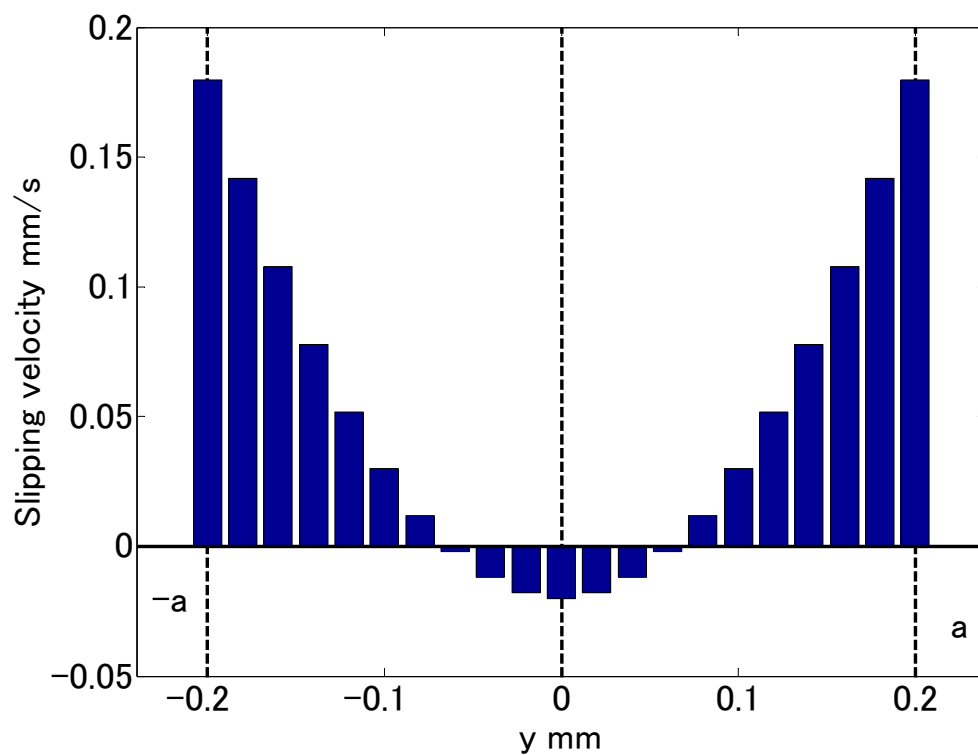


Fig.5.8 Slipping velocity of each stripe: $\xi_0 = -0.002$

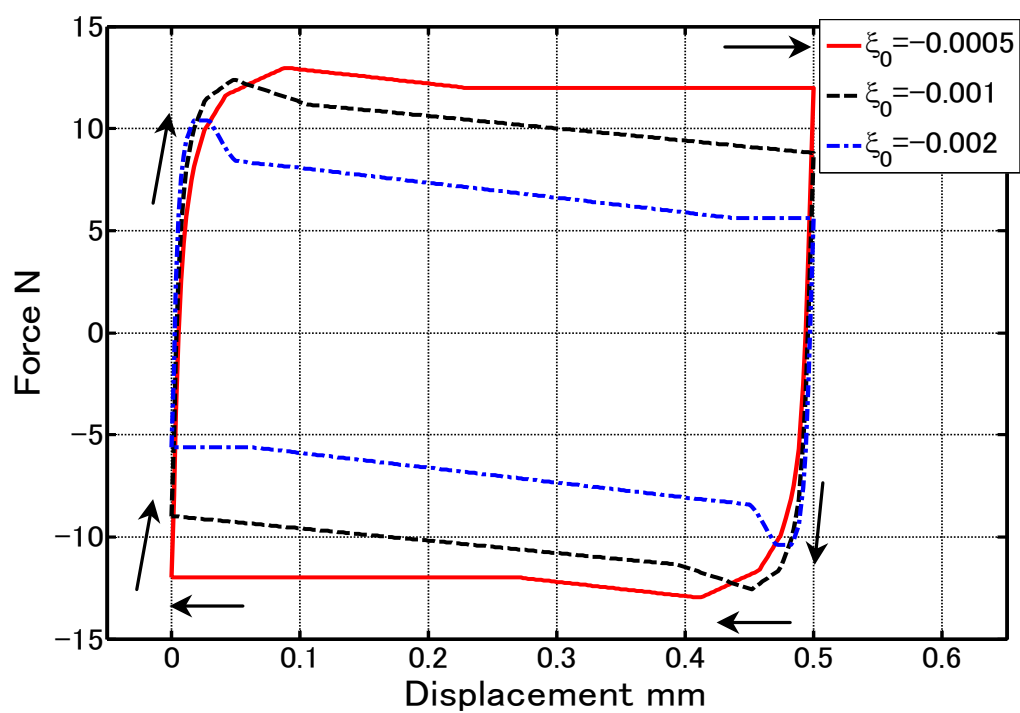


Fig.5.9 Calculated total friction force of linear motion rolling bearing

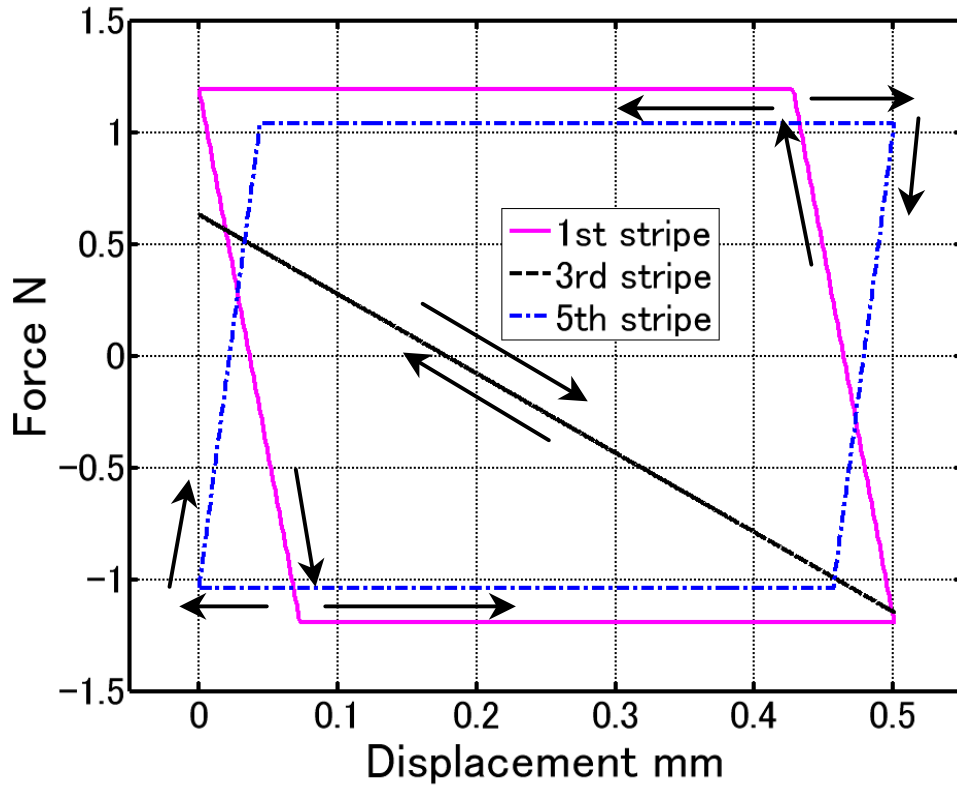


Fig.5.10 Calculated friction force of each stripe: $\xi_0 = -0.002$

5.4 スリップ摩擦を考慮したときの摩擦力シミュレーション

スリップ摩擦を考慮したときの摩擦力のシミュレーションを行う．スリップ摩擦は，接触面の弾性変形が飽和し，接触面ですべりが生じたときに発生すると仮定する．このとき，すべり速度に応じて粘性抵抗 C_v が生じるとすると，接線力は以下の式のようなになる．

$$q(x, y) = \begin{cases} -k_q \cdot \xi(y) \cdot (x + a_y), & \text{if } q(x, y) \leq U_{\max} \\ U_{\max} + C_v & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5.20)$$

図 5.11 に，スリップ摩擦を考慮したモデルでのストライプに沿った接線力 $q(x, y)$ の分布例を示す．

$\xi_0 = 0$ とし，4.3.2 節で示したパターン A と同じく $10 \mu\text{m}$ の微小線分送りと停止を含む指令を与えたときの摩擦力のシミュレーションを行った．図 5.12 にシミュレーション結果を示す．テーブルが停止したときにすべり速度が 0 となり，スリップ摩擦が 0 となるので，同図(b)のように摩擦力の低下が生じた．

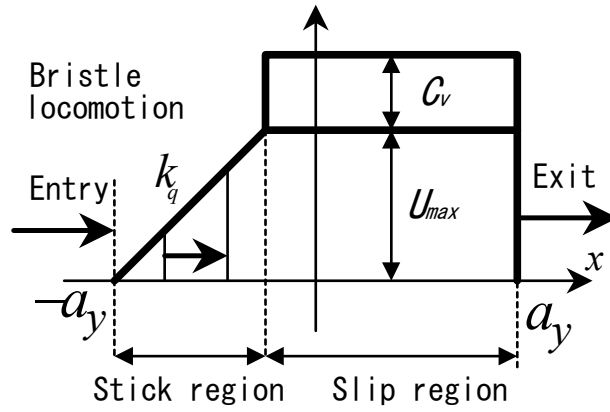
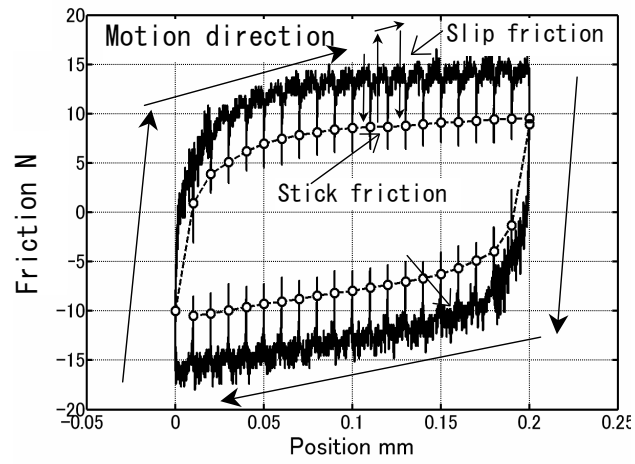
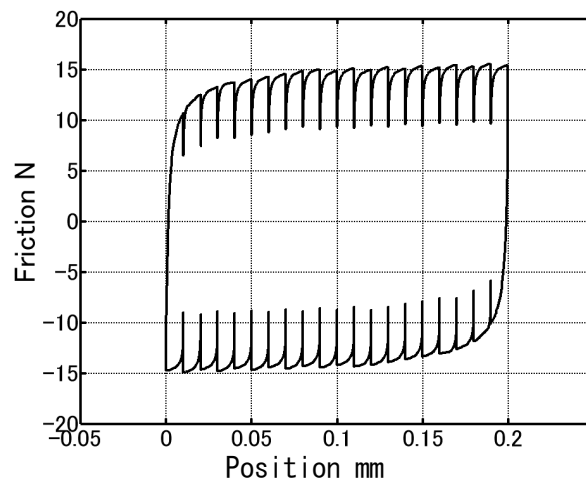


Fig.5.11 Tangential force model with slip friction



(a) Measured



(b) Simulated

Fig.5.12 Simulation result

5.5 結論

接触面の力学特性を単純な飽和特性を持つ移動ブラシで表現し、接触面内のすべり速度が等しいストライプ毎にブラシの変形分布を計算することで、直動転がり案内に生じる摩擦特性が示すヒステリシスを計算した。得られた結果は以下の通りである。

- (1) 移動ブラシの変位が飽和するまでの距離は接触面のすべり速度に依存するので、ストライプ毎にブラシの変位分布が異なる。すべり速度が小さいストライプでは、ブラシ変位の飽和が遅いため、接線力は見た目に弾性ばね特性を示し、すべり速度が大きなストライプではブラシ変位が速く飽和し、接線力はヒステリシス特性を示す。このため、摩擦力はすべり速度によって様々なヒステリシスループを描く。
- (2) 差動すべりが存在すると、すべり速度の符号が異なるストライプのブラシ変位が逆になるため、接線力の変化の符号も逆になる。接触面中央でのブラシの飽和が遅いので、運動方向反転後に摩擦力は一度増加した後、極値をとって減少しながら定常状態に近づく。
- (3) 曾田の近似モデルを改良し、スリップ摩擦の影響を考慮した。スリップ摩擦力は、4章の解析結果から推定した。これにより運動停止時にスリップ摩擦が0になる状態を表現できた。

第6章 摩擦補正制御器の設計

6.1 緒論

摩擦モデルを用いた運動誤差補正に関する研究は多く行われている。Jeong らは、位置決め装置の制御モデルに、クーロン摩擦力と粘性摩擦力を考慮した摩擦モデルを組み込んだ[76]。このモデルを用いてモータ電流の変化から送り系が水平面からどの程度傾いているかを推測する方法を提案した。Elfizy らは、クーロン摩擦力と粘性摩擦力を速度の関数でモデル化し、ダイレクトドライブ型の送り系のコントローラに摩擦補償器を組み込んだ[77]。佐藤 らは、摩擦特性を逆正接関数を用いて近似した[78]。しかし、これらの上述したモデルは、4章で述べたような摩擦特性を厳密にモデル化していない。そのため、運動条件が変化すると摩擦力の計算結果と実際測定される摩擦力の間に差が生じる。これらの問題を解決するために、5章で移動マルチブラシモデル(LMB モデル)を提案した。本章ではこの LMB モデルを用いて摩擦補正制御器の設計を系統的に行う。

本章の構成は、以下の通りである。6.2 節では、制御器の設計方法と制御器について述べる。6.3 節では、解析モデルと摩擦補正制御器に要求される摩擦モデルの近似度を決定する。また解析モデルで、予想した摩擦力と測定した摩擦力の比較を行う。6.4 節では、摩擦力補正シミュレーションを行う。6.5 節は、以上をまとめた結論である。

6.2 制御器の設計

図 6.1 に示す制御系において、摩擦補正制御器部分の設計を前章で提案した移動マルチブラシモデル (LMB モデル) を用いて行う。図 6.2 に LMB モデルの構造を示す。ただし、図中の K_i は i 番目のストライプでのブラシ剛性、 $Cs_i(v_s)$ は、 i 番目のストライプでのスリップ摩擦力である。このモデルでは、テーブル変位量とクリープ比から各ストライプの変位が計算される。このとき、変位量に応じた復元力が生じる。復元力がブラシの飽和力を超えると、復元力は一定の値を保つ。このときすべり速度によってスリップ摩擦が生じる。このモデルでは、送り系に生じる摩擦力を全ストライプに生じる接線力の和として表現される。LMB モデルでは、ストライプ本数によって摩擦力の近似度を調整できる。

制御器の設計課題は、図 6.1 の制御系において運動誤差を抑制するために必要なストライプ本数、すなわち LMB モデルの近似度を決定することとなる。運動誤差の評価値には円弧補間運動におけるスティックモーション量を用いる。送り系の最終的な目標運動精度は $0.1 \mu\text{m}$ であるので、マージンを取りスティックモーション量は 50 nm 以下にする制御器を設計

The diagram illustrates the control architecture for a mechanical system, divided into several functional blocks:

- Reference model:** Receives the **Command** x_c and outputs the reference position x_{rc} .
- Feedforward controller (MR-FF):** Contains three parallel paths:
 - Path 1: x_c passes through $G_r(s)$ and is summed with the output of the Friction compensator.
 - Path 2: x_{rc} passes through $G_{C1}(s)$ and is summed with the output of the Friction compensator.
 - Path 3: x_{rc} passes through $G_{C2}(s)$ and is summed with the output of the Friction compensator.
- Friction compensator (MFC):** Receives x_{rc} and its derivative \dot{x}_{rc} as inputs. It outputs a friction estimate \hat{f}_d , which is summed with the feedforward paths.
- Feedback controller:** Receives the reference position x_{rc} and the actual position x_t (from the Encoder Position block). It calculates the error and processes it through blocks K_p , $K_{vp}(1 + \frac{K_{vi}}{s})$, and K_t to generate a control signal.
- Mechanical system:** Receives the control signal and the disturbance f_d (from the Analytical Friction model). It is represented by the transfer function $G_{fd}(s)$ and outputs the **Encoder Position** x_t .
- Load Position:** Receives the encoder position x_t and outputs the final **Load Position** x_l through the transfer function $G_{dl}(s)$.

The diagram illustrates the Friction compensator (MFC) architecture. It consists of multiple parallel processing blocks, each labeled as a "Stripe" (1st Stripe, 2nd Stripe, ..., n-th Stripe). Each Stripe contains a parallel combination of a Coulomb friction model and a Stribeck friction model. The Coulomb friction model is represented by a gain block ξ_i followed by a resistor K_i and a capacitor Cs_i^+ in parallel. The Stribeck friction model is represented by a gain block ξ_i followed by a resistor K_i and a capacitor Cs_i^+ in parallel. The output of each Stripe is summed to produce the final friction compensation signal \hat{f}_d . The input to the MFC is x_{rc} , which is distributed to each Stripe.

59

スティックモーション量は、フィードバック制御系の制御ゲインや被駆動体の質量によっても変化するので、これを考慮して設計手順を次のように設定する

1. 設定されたゲインに対して、フィードバック制御系の外乱応答をコントローラの伝達関数から計算する。このとき、単位ステップ外乱に対しての偏差の最大値を評価値とする。この値を送り系の単位ステップ外乱に対する動剛性値と定義する。
2. LMB のパラメータを実測データから同定し、最も近似度が高くなるストライプ数を決定する。このストライプを採用したモデルを解析用モデルとよぶことにする。ただし、摩擦力のモデル化誤差と摩擦力の再現誤差が同程度になる最小のストライプ数を採用する。
3. 次に、摩擦補正制御器のストライプ分割数を決定する。摩擦補正を行った場合の最大スティックモーション量の目標値は 50 nm であるので、動剛性値から摩擦のモデル化誤差の許容値を決定する。
4. 解析モデルと摩擦補正制御器に手順 2，手順 3 で決定したストライプ数の LMB モデルを実装し、シミュレーションを行う。このとき円弧補間運動で運動条件を変化させたときのスティックモーション量を計算し、評価する。

6.3 解析モデルの近似度の決定

6.3.1 単位ステップ外乱に対する動剛性値の評価

ストライプ分割数を決定するための評価値である単位ステップ外乱に対する動剛性値を評価する．外乱力からテーブル変位までの伝達関数は次式で表される．

$$G_{xd}(s) = \frac{1}{m} \frac{s}{s^3 + \omega_{vc}s^2 + \omega_{vc}(K_{pp} + K_{vi})s + \omega_{vc}K_{vi}K_{pp}} \quad (6.1)$$

3.2 節で決定したパラメータを用いて，ステップ外乱が加わった場合に，送り系に生じる誤差を計算した．ステップ外乱が加わったときの位置偏差を図 6.3 に示す．このとき生じる位置偏差の最大値が単位ステップ外乱に対する動剛性値と定義する．同図より，入力される外乱値が 0.5 N である場合は，動剛性値が 20 nm である．一方で，入力される外乱力が 1.2N である時は動剛性値は 50 nm となる．

摩擦力の測定値との誤差が 0.7 N 以内で摩擦力を近似することができれば，生じるスティックモーション量は 20 nm 以内の誤差で予測することができる．一方で，摩擦力の測定値との誤差が 1.2 N の時は約 50 nm の動剛性値であるので，摩擦補正制御器は，摩擦力を 1.2N で予測できるストライプ数を用いれば，スティックモーション量を 50 nm 以下にできる．

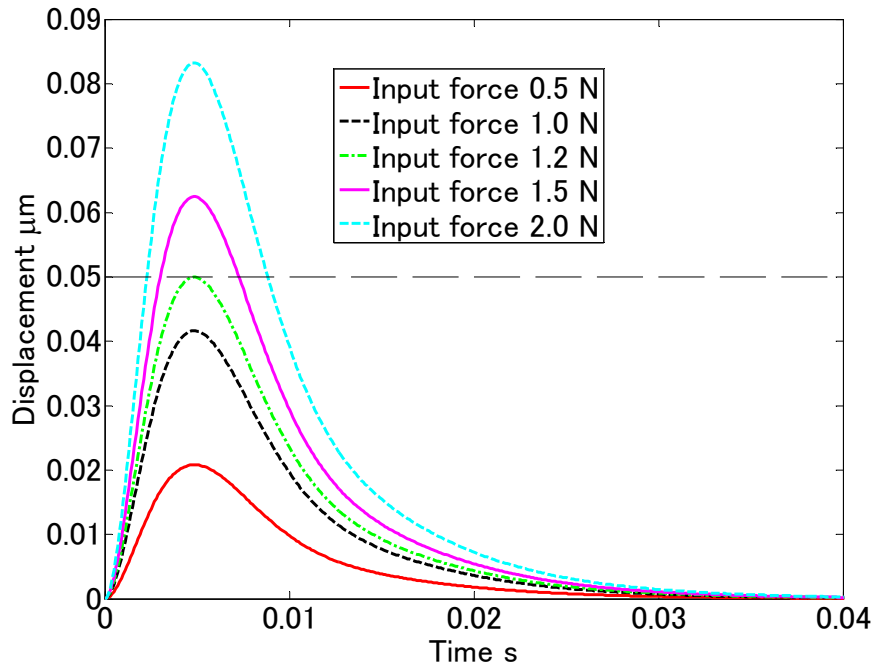


Fig.6.3 Step response of feed drive system against the disturbance force

6.3.2 ストライプ分割数の決定

LMB モデルにおいて、ストライプ分割数を、2 本から 10 本に変化させて摩擦力を計算する．このとき実験で測定した摩擦力和計算から求めた摩擦力を比較し，解析モデルと摩擦補正制御器のストライプの本数を決定する．

図 6.4 にストライプ数を変化させたときの摩擦力和そのときのテーブル位置との関係の象限切り替え位置付近の拡大図を示す．同図よりストライプ分割数を細かくするにつれて摩擦力の形状は測定結果に近づいていく事がわかる．実際の測定結果と計算結果の誤差がおよそ 0.7 N になるのはストライプ分割数を 10 本としたときである．一方でストライプ分割数を 6 本にしたときには，測定値と計算値の差の最大値がおよそ 1.2N となる．すなわち解析モデルにはストライプ 10 本の LMB モデルを用い，摩擦補正制御器にはストライプ本数 6 本の LMB モデルを使用することとする．

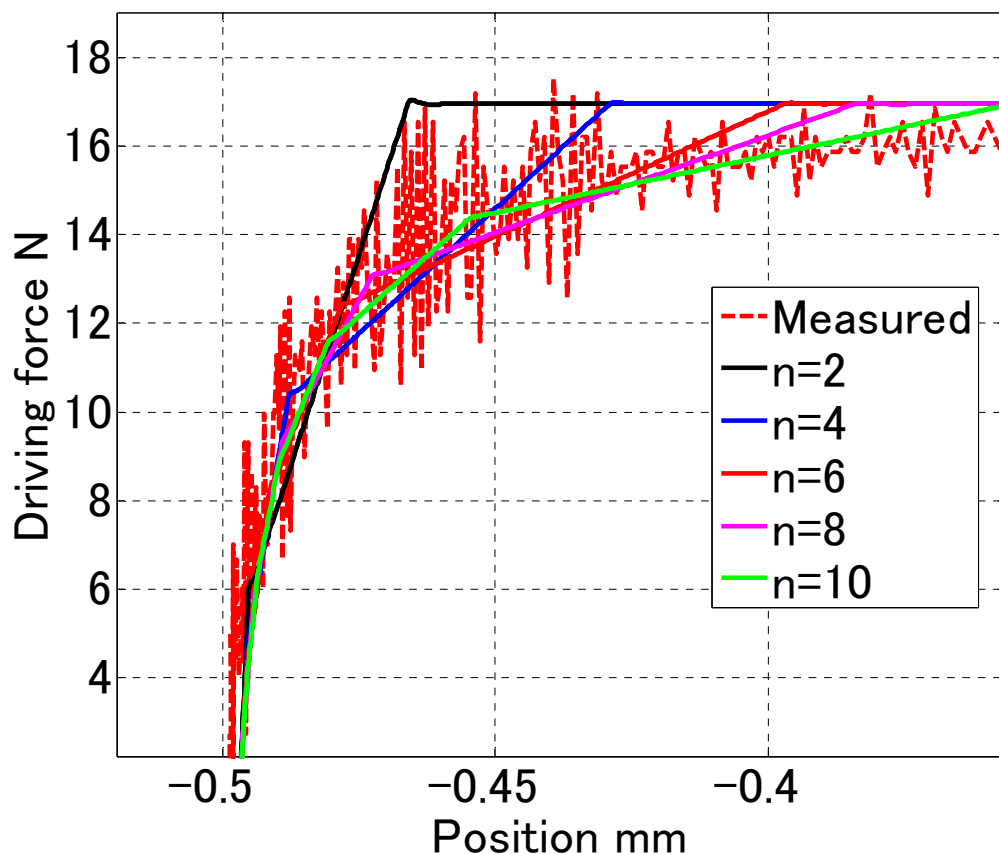


Fig.6.4 Simulated friction force with different stripe number

6.3.3 解析モデルを用いた摩擦のシミュレーション

摩擦補正を行わず，解析モデルのみを用いて円弧補間運動で運動軌跡を計算し，摩擦力の近似度の検証を行う．解析モデルでストライプ分割数を 10 本として，制御シミュレーションを行い LMB モデルで計算した摩擦力と実験により測定した摩擦力を比較する．

送り速度 300 mm/min で半径 0.5mm の円弧補間運動を繰り返し指令したときの各軸で生じる摩擦力とスティックモーション量を計算した．図 6.5 は計算した摩擦力とモータ電流の測定結果から推定した摩擦力である．実測した摩擦力では，運動開始直後の 1 秒間に見られる 1 周目の円弧軌跡における摩擦力は，他の周と比べて摩擦力がオーバーシュートしている．これは，実測結果では，運動開始時のブラシ変形の初期の変形状態，すなわち接触面の初期の変形状態が異なるためであると考えられる．

また，円弧補間運動を行った際に摩擦の影響で生じるスティックモーションを計算し図 6.6 に示す．摩擦力の影響で生じるスティックモーションの計算結果と実験結果の差は最大でも 30 nm である．リニアエンコーダの測定値には約±20nm の定常振動が存在することから，この送り系の制御モデルの場合は，ストライプを 10 本分割すれば摩擦力の推定は十分行えると言える．

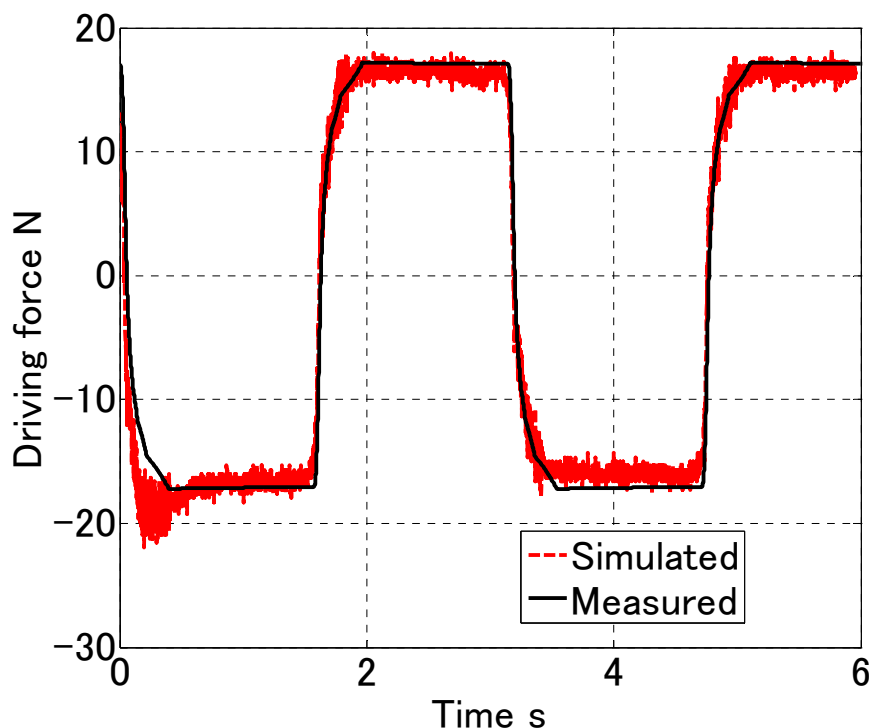


Fig. 6.5 Simulated friction force calculated with 12 stripes

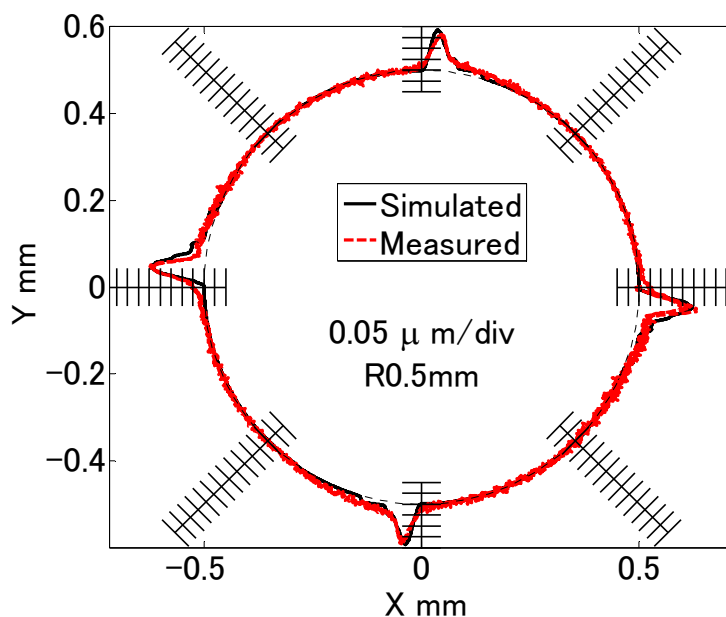


Fig. 6.6 Simulated stick motion with 12 stripes

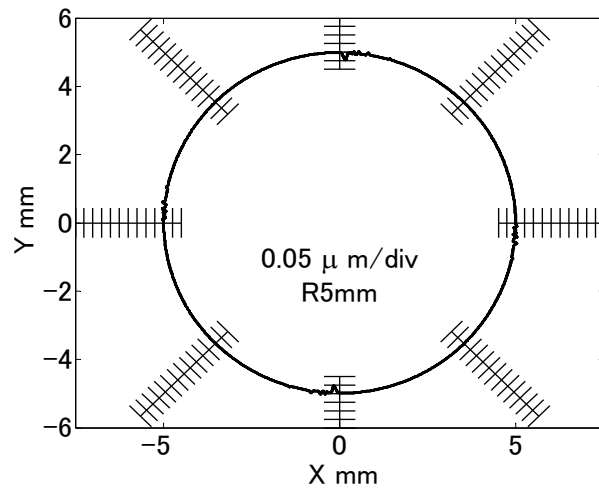
6.4 摩擦補正シミュレーション

図 6.1 の制御モデルでモデルで用いた摩擦補正シミュレーションを行う．摩擦モデルにはストライプ分割数 10 本の LMB モデルを用いたし，制御パラメータは 3 章のコントローラ設計に用いた値を使用する．計算する円弧補間運動の条件とそのときの角速度と角加速度を表 6.1 に示す．

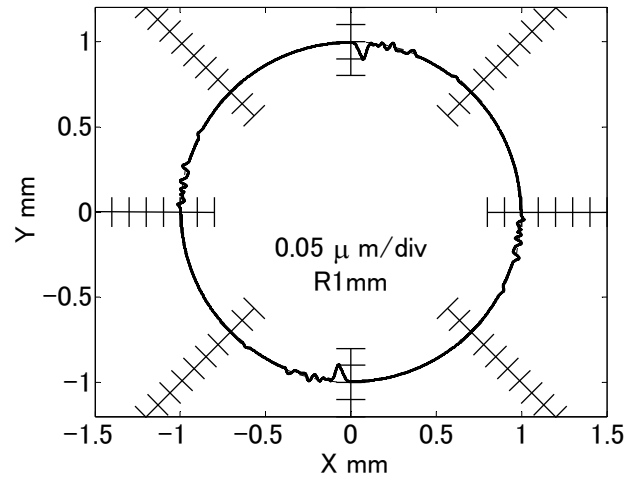
各運動条件で計算した円弧補間運動における運動軌跡を図 6.7 に示す．ただし，図中では半径方向の誤差を 5000 倍に拡大して表示している．摩擦によって生じるスティックモーション量はいずれも 50 nm 以下となった．また，制御遅れによる円弧半径の縮小や軸間の位相差による円弧形状の歪みも 50 nm 以下となり，目標とする 0.1 μm の運動精度を得た．すなわち，0.1 μm の運動精度をもつ送り系を実現するためには，開発した摩擦補償器を実際の送り系のコントローラに実装すればよい．

Table6.1 Simulation conditions in circular motion test

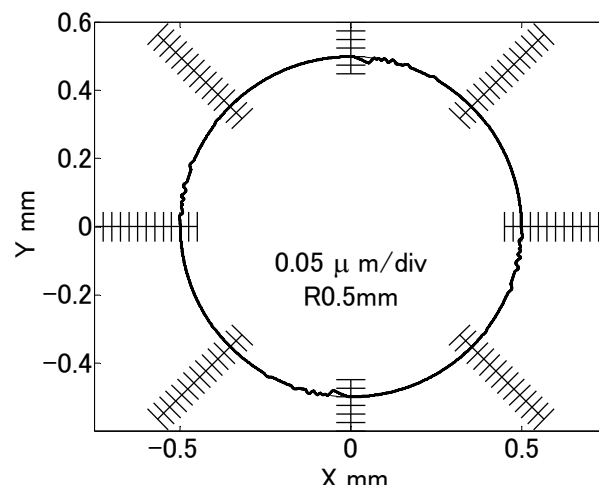
Condition	Feed rate F mm/min	Radius r mm	Angular velocity ω rad/s	Acceleration $r\omega^2$ m/s ²
(a)	3000	5	10.0	0.50
(b)	3000	1	50.0	2.5
(c)	1000	0.5	20.0	2.50



(a) F:3000 mm/min, r:5mm



(b) F3000 mm/min, r:1mm



(c) F1000 mm/min, r:0.5mm

Fig.6.8 Error contour of circular motion with MR-FF and LMB friction compensation

6.5 結論

本章では、5 章で提案した移動マルチブラシモデル（LMB モデル）を用いて摩擦補正制御器の設計を系統的に行った。また、シミュレーションによって摩擦補正制御器の評価を行った。

- (1) 摩擦モデルに要求されるの近似度を決定するために、送り系の外乱からテーブルまでの応答の伝達関数から、ステップ外乱に対する応答を計算した。このとき、生じる位置偏差の最大値をステップ外乱に対する動剛性と定義する。動剛性値から 20 nm の誤差でスティックモーション量を予測するために必要なストライプ本数を決定し、これを解析モデルとした。一方で 50nm の誤差でスティックモーション量を予測可能なストライプ数をもつ LMB モデルを摩擦補正制御モデルとした。
- (2) 解析モデルを用いて円弧補間運動のシミュレーションを行った。実験で測定したスティックモーション量と解析モデルから計算したスティックモーション量は 20nm となり動剛性値から予測した結果と一致する。
- (3) 摩擦補正制御器を用いて摩擦補正を行った。高精度送り系に求められる 0.1 mm の運動精度をもつ送り系を実現するためには、提案したフィードバック制御系、モデル規範フィードフォワード制御、LMB モデルを用いた摩擦補正制御器を併用すればよい。

第7章 圧電アクチュエータ駆動の高速ナノサーボ機構を組み込んだボールねじ駆動送り系の開発

7.1 緒論

ボールねじ機構は、サーボモータの回転運動を減速し直動運動に変換するため、高い負荷容量を実現することができる。そのため、高負荷が要求される加工機には、ボールねじ駆動の送り系が多く採用されている。2章で述べたように、リニアモータ駆動の送り系と比べるとボールねじ駆動の送り系は指令値応答性が低く、外乱の発生・伝達源となる機械的な接触面が多い。そのため、ボールねじ機構のみをのアクチュエータに用いた送り系を高応答・高精度化することには限界がある。一般的には、ボールねじ駆動の送り系単体でフィードバック制御のみを用いて、数 10Hz 以上の制御帯域を実現することは難しいと言われている。

送り系の応答性を高めるためと外乱によって生じる運動誤差を補正するためという 2 つの目的のために、高速・高応答な微動テーブルを搭載した粗微動型のボールねじ駆動送り系の研究・開発が現在までに多く行われている[78-84]。典型的な粗微動型の送り系は、ボールねじ駆動の粗動テーブルの上に圧電アクチュエータ駆動の微動テーブルをのせたデュアルステージである。森山らは、圧電アクチュエータ駆動の微動テーブルをボールねじ駆動の粗動テーブル上に搭載した半導体露光機用の XY デュアルステージを開発した[78]。Lee と Kim はマイクロリソグラフィでウェハのアライメント調整に用いる粗微動型のデュアルステージを開発した[79]。Lee と Kim の装置は、リニアモータ駆動の粗動テーブル上に圧電アクチュエータ駆動の微動テーブルを乗せた構造をしており 200 mm のストロークでナノメートルレベルの精度を実現できた。しかし、このような粗動テーブルの上に微動テーブルを乗せた構造をもつ Dual stage では、多くのスペースが必要になるという問題がある。また、粗動テーブルと微動テーブル間にオフセットがあるため複数の位置検出器を用いる必要がある。

粗微動型の送り系の省スペース化構造として、1 つのテーブルを粗動アクチュエータと微動アクチュエータで駆動する Dual-actuated single stage がある。Chen はダブルナット式ボールねじの 2 つのナットの間に圧電アクチュエータを組み込んだ[83]。この装置では、圧電アクチュエータでナットの予圧を変化させる事で、テーブルの微動を行う。大塚らは、ボールねじのフロントサポートベアリングとベースの間に圧電アクチュエータを組み込んだス

テージを開発した[84]。大塚の開発したステージでは高分解能なリニアエンコーダと組み合わせることで1 nmの位置決め分解能を実現できる。Chenや大塚らの構造では、テーブルは主に案内機構で支持されるため圧電アクチュエータに加わる外部からのモーメントを低減することができるため、送り系の剛性を高く設計することができる。しかし、Chenの設計では予圧の調整が難しいという問題や大塚の設計では圧電アクチュエータに加わる引っ張りモーメントの大きさが明らかでないという問題がある。

このような問題に対して、田中はボールねじのサポートベアリングユニットの内部に圧電アクチュエータを組み込んだ送り系を開発した[85]。田中の開発した送り系では、圧電アクチュエータは微動位置決め装置としてだけではなく、支持軸受の予圧調整機構としての働きがあるため、圧電アクチュエータの引っ張りに対しても高い剛性を保つことができる。この装置では、高分解能なリニアエンコーダと組み合わせることで5 nmの位置決め分解能を実現した。田中の研究ではPTP (Point to Point) の位置決め精度の向上のみを対象としており、粗動と微動の切り替え制御を行っている。この切り替え制御では、目標位置にある程度近づくまでセミクローズドループ制御のボールねじ機構で粗動を用い、粗動が完了した後にフルクローズドループ制御された微動に切り替える。このような制御を行うため、田中はボールねじのアクチュエータとして回転角の検出が必要ないステップモータを採用した。

本章では、送り系の運動精度の向上を行うため、PTP位置決めではなく、高い軌跡精度を持つCP (Continuous Path)トラッキング性能をもつ微動機構を併用したボールねじ駆動の送り系を実現する。そのために、粗微動を常に同期駆動することで、粗動機構によって生じる運動誤差を微動機構で補正する送り系を開発する。田中の開発した粗微動型の送り系の設計を用いるとステップモータの指令パルスで振動が生じるという問題があるため、粗動制御をなめらかに行うためにロータリエンコーダを持つACサーボモータを採用した送り系に改良する。さらに、粗動と微動を常に行うために粗微動同期型のコントローラを開発する必要がある。

7.2節では、田中の開発した送り系の設計をベースに本研究で開発した微動機構の仕様と駆動原理を示す。7.3節では、開発した装置の動特性を調査し、粗微動同期制御が可能か調査する。7.4節では、微動機構単体での位置決め性能を評価する。7.5節では粗微動同期制御のためのコントローラを設計し、実験で粗動の運動誤差を微動機構で補正できるかを確認する。7.6節は以上をまとめた結論である。

7.2. 圧電アクチュエータを用いたボールねじ駆動送り系の高精度化

7.2.1 開発した装置の仕様

開発した圧電アクチュエータを組み込んだボールねじ送り系を図 7.1 に示す。表 7.1 はこの装置の仕様である。粗動は AC サーボモータとボールねじによって行う。モータ端の支持には深溝ラジアル軸受を用いており、軸方向の変位は拘束していない。反モータ端の支持には、2 列アンギュラコンタクト軸受を用いている。

図 7.2 は、微動機構を組み込んだボールねじ軸受のサポートユニットの断面図である。アンギュラコンタクト軸受の内輪の間にはスペーサが取り付けられており、外輪間には隙間がある。積層型の圧電アクチュエータがエンドキャップ（予圧キャップ）と軸受外輪の間に取り付けられている。この微動機構は、ねじ軸と圧電アクチュエータを同一軸上に配置することができるため、1 つのリニアエンコーダを用いてテーブル位置を検出できる。また、粗動テーブルの上に微動テーブルを搭載するデュアルステージ型の構造と比較して、テーブル上面までの距離が近いため、工具取り付け位置と検出器位置との間のオフセットが小さい。

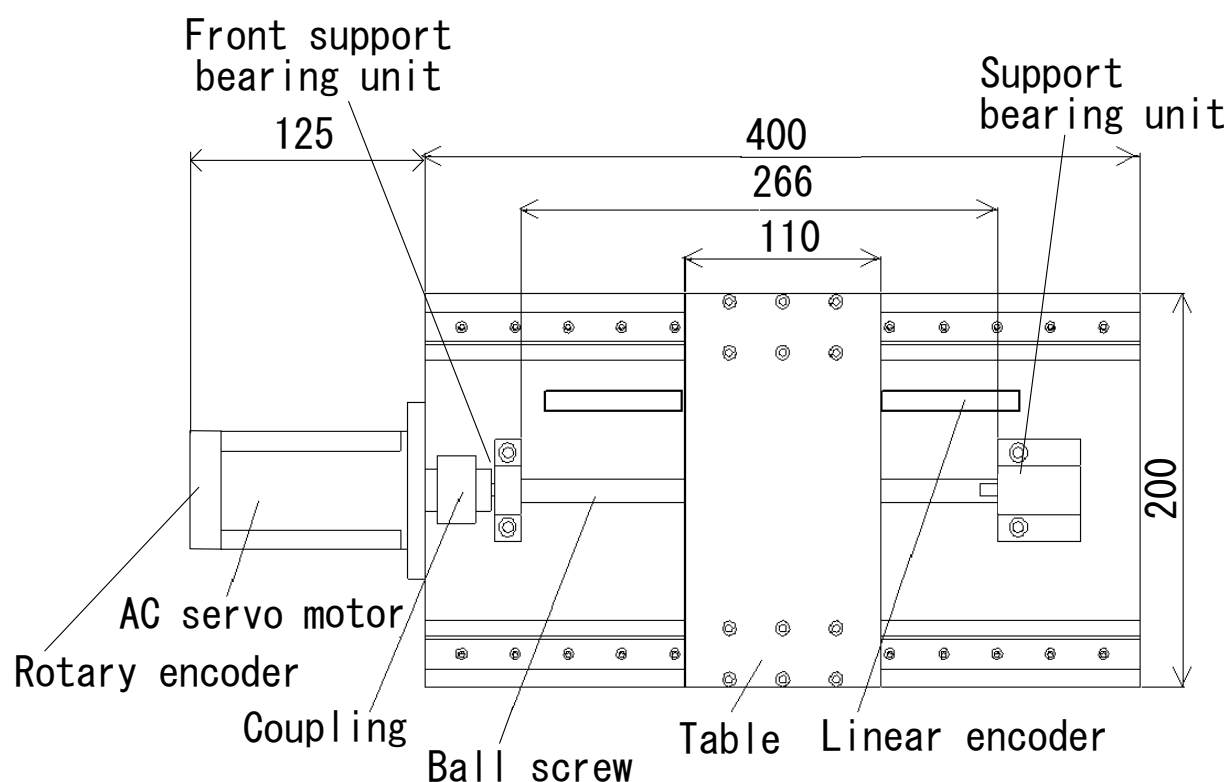


Fig.7.1 Configuration of the developed positioning system

Table 7.1 Specifications and design parameters of the dual actuated stage

Table mass		5 kg
Actuator	Coarse	Ball screw (lead: 5mm)
	Fine	Piezoelectric actuator
Travel	Coarse	200 mm
	Fine	10 μm
Resolution	Coarse	65536 pulse/rev
	Fine	10 nm

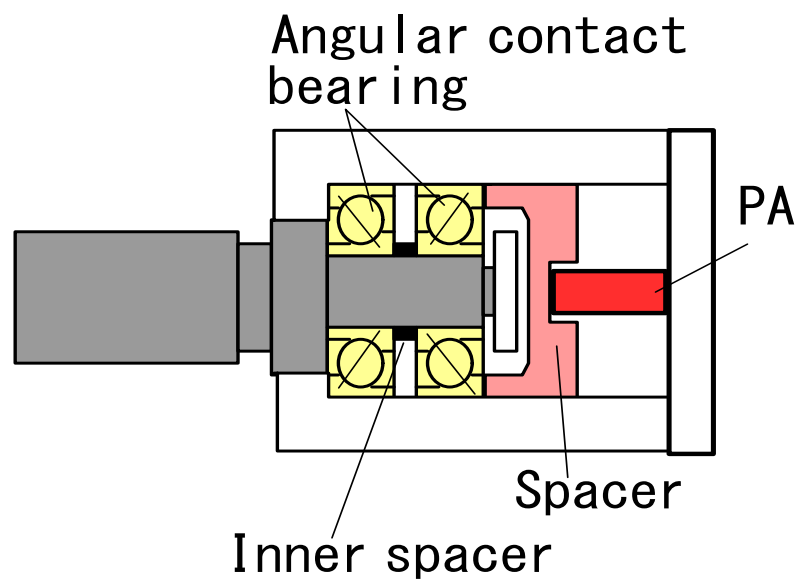


Fig.7.2 Schematic view of the fine motion mechanism

7.2.2 微動機構

図 7.3 に微動機構の構成と駆動形態を示す．同図(a)は，圧電アクチュエータに電圧を加えていない状態を示す．電圧が加わると同図(b)のように圧電アクチュエータが伸び，スペーサを介して支持軸受の外輪を変位させる．このとき軸受内には力の不均衡が生じる．軸受内の力の均衡を保つために軸受の内輪とねじ軸が並進移動する．図(c)に示すように，ねじ軸が並進移動し，ナットを介してテーブルが微動する．

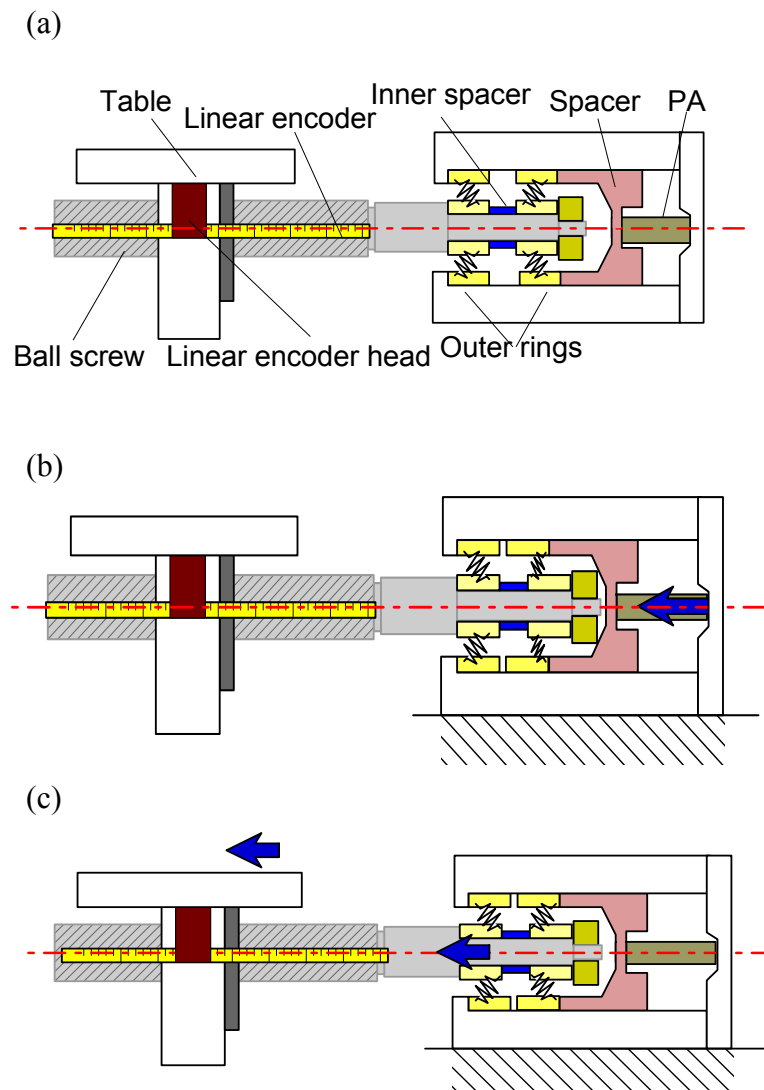


Fig.7.3 The positioning mechanism of the fine motion: (a) Schematic view of the fine motion mechanism, (b) PA pushes the outer ring through the spacer, (c) The table and the ball screw move together

7.3. カ学モデルと開ループ周波数特性

7.3.1 装置のカ学モデル

システムの動特性を解析するために、送り系全体の力学特性を図 7.4 に示すようにモデル化する。ただし、このモデルでは簡単のため圧電アクチュエータの剛性は無限大と仮定している。圧電アクチュエータの印加電圧と変位の関係には非線形性があることが知られており、本研究で用いた圧電アクチュエータ単体での印加電圧と変位の関係は図 7.5 に示すようなヒステリシスを示す。

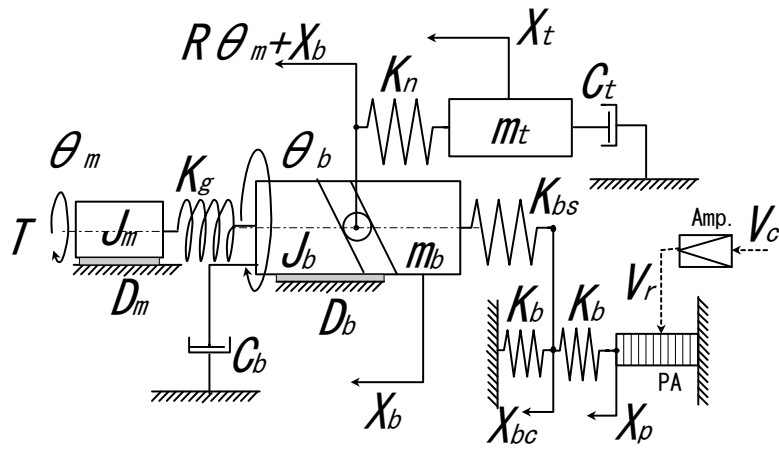


Fig.7.4 Dynamic model of the feed drive system

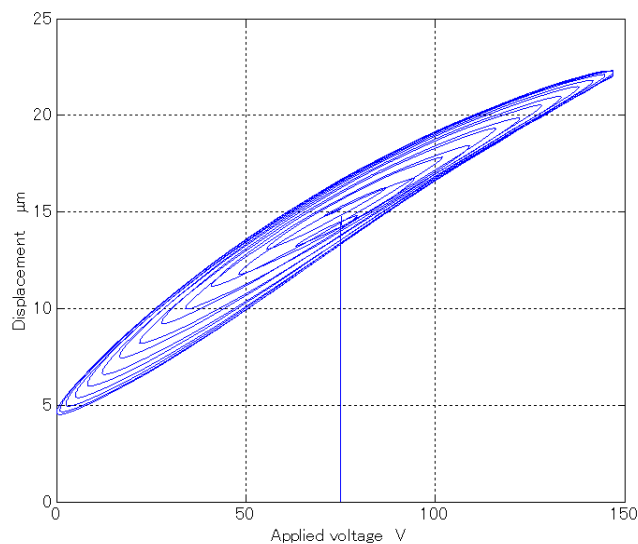


Fig.7.5 Relationship between applied voltage and PA displacement

7.3.2 実験装置のセットアップ

開発した装置は、次章で述べるように高精加工機の送り系の Z 軸に用いることを想定しており、全ての実験は図 7.6 に示すように Z 軸（鉛直）方向に取り付けて行う。

この送り系の制御信号の指令は全て Linux ベースの PC を用いて行う。PC より 12 ビットの D/A ボードを介して、サーボアンプにトルク指令を、ピエゾアンプに電圧指令を与える。サーボアンプでは、アンプ内部に電流フィードバックループを実装しており、トルク指令に対して、モータトルクの制御を行う。ピエゾアンプでは PC より指令された電圧指令を 30 倍に増幅し、圧電アクチュエータに印加する。AC サーボモータに取り付けたロータリエンコーダとテーブル上に取り付けたリニアエンコーダの信号は 32 ビットのカウンターボードを介して PC で測定する。また、テーブル変位を工具先端点(TCP)で測定するために、テーブル上の中心位置に分解能 1 nm の静電容量型変位計をとりつけて、16bit の AD ボードを介して PC で測定を行う。

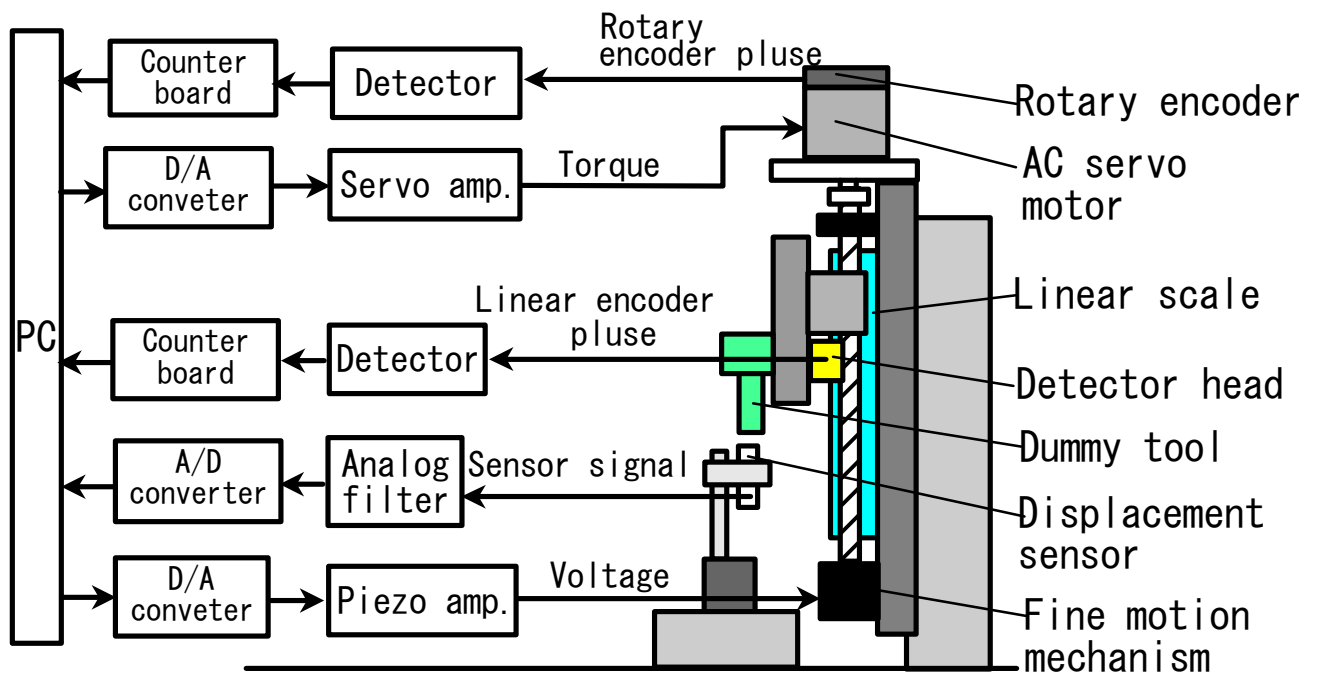


Fig.7.6 Experimental setup

7.3.3 微動機構の静特性と動特性の解析

微動機構の静特性を調べるために、圧電アクチュエータへの印加電圧 V_r に対するテーブル変位 X_t を計算する。図 7.7 に、シミュレーションに用いた指令電圧 V_c を示す。圧電アクチュエータの特性を線形モデルに直接組み込むことは難しいので、圧電アクチュエータの V_r - X_p 関係は事前に測定してモデル化し、図 7.4 の力学モデルに組み込む。図 7.8 に、計算した指令電圧 V_r に対するテーブル変位 X_t の関係を示す。

図 7.5 と図 7.8 と比較すると、計算結果では、圧電アクチュエータの変位 X_p に対して、テーブル変位 X_t は 0.5 倍になっていることがわかる。ただし、ここではねじ軸とテーブルには変位を妨げるようなばね要素が存在しないと仮定している。

シミュレーションした微動特性が実際に得られるかを実験により確認した。図 7.7 と同一の指令電圧を装置に与え、工具位置に取り付けた静電容量型変位センサで変位を測定した。図 7.9 は測定した圧電アクチュエータへの印加電圧 V_r とテーブル変位 X_t の関係を示す。測定したテーブル変位 X_p は、シミュレーション結果の 60% の値となった。これは、実際の装置には圧電アクチュエータの変位 X_t を妨げるばね要素が存在することを示している。

次に、動特性を調査するため周波数応答を計算する。周波数応答特性の調査には 0.1 Hz ～ 1000 Hz の範囲で周波数が変化するサインスイープ指令を加えた。指令する周波数には 3 種類の異なる振幅を用いる。図 7.10 に電圧指令 V_c からテーブル変位 X_t までの周波数応答の測定結果を示す。共振周波数は 400 Hz ～ 430 Hz の間に見られ、指令振幅の変化につれてピーク周波数が移動している。共振周波数以下の低周波領域では、指令電圧が増加するにつれてゲインも増加している。この結果は、ソフトばね特性と呼ばれる非線形特性を微動機構が有することを示している。このソフトばね特性は、図 7.9 に示した圧電アクチュエータがもつ非線形特性が原因であると予想されるが、微動機構には軸受の転動球やナットなどの非線形要素が存在するため、断定することは難しい。

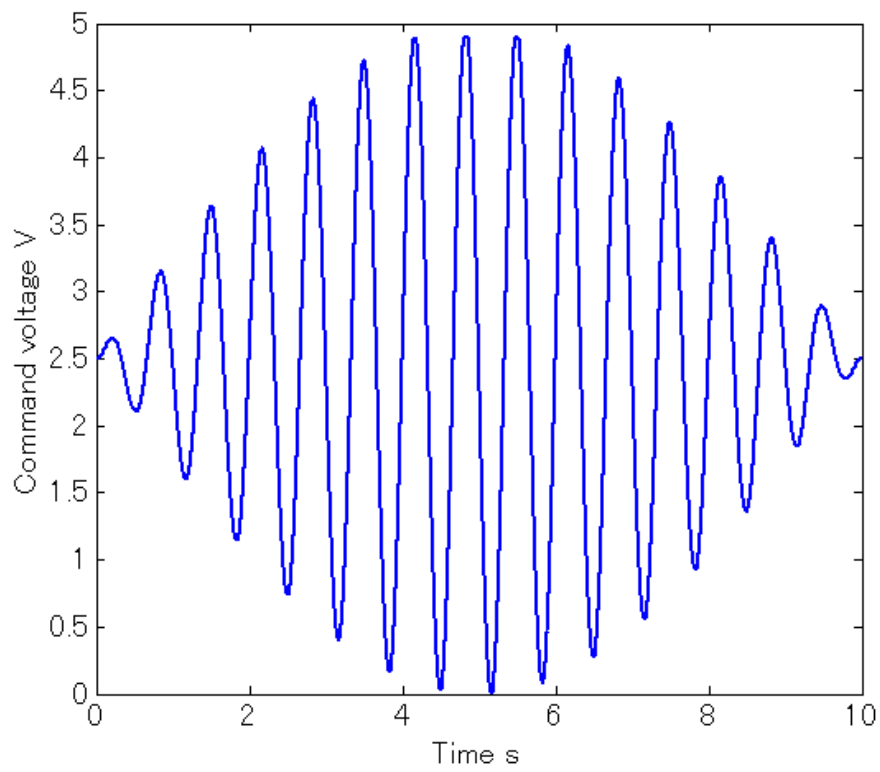


Fig.7.7 Command voltage to the piezoamplifier

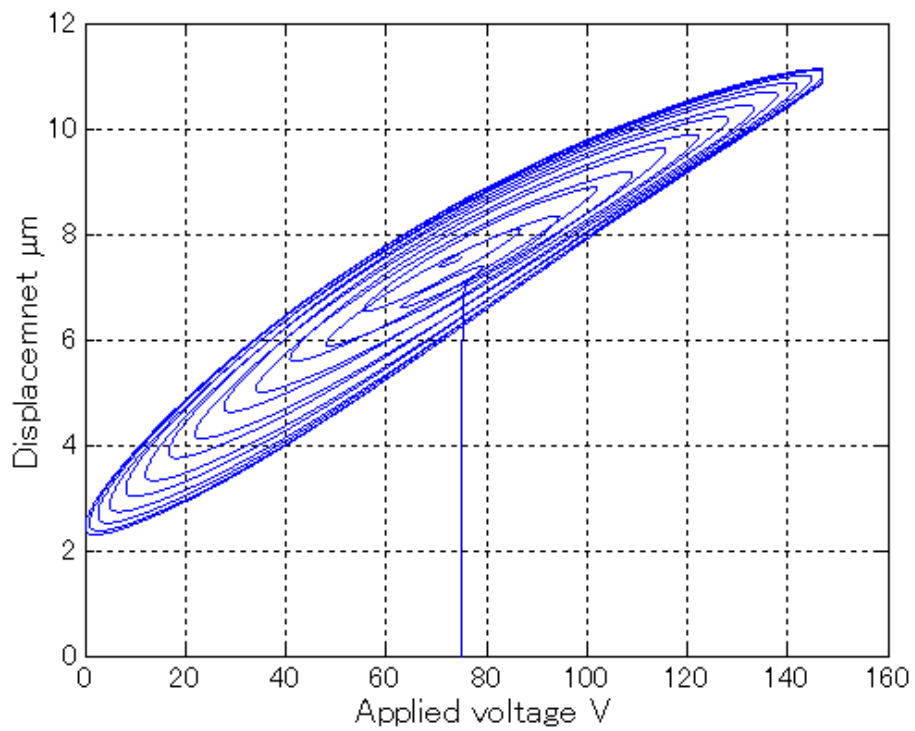


Fig.7.8 Simulated relationship between applied voltage and table displacement

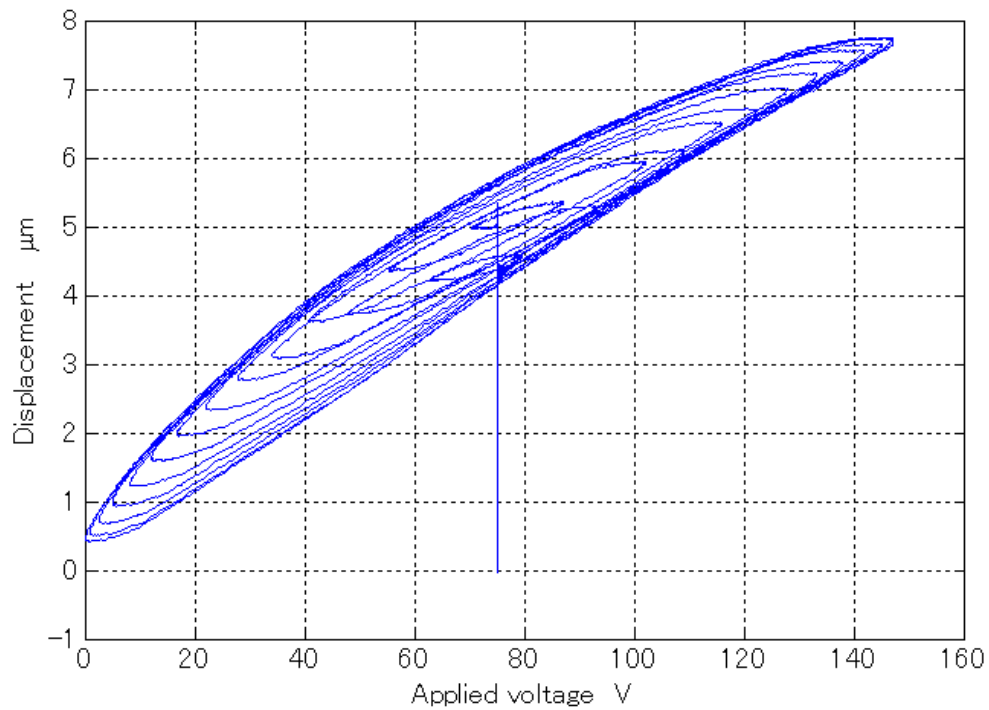


Fig.7.9 Measured relationship between applied voltage and table displacement

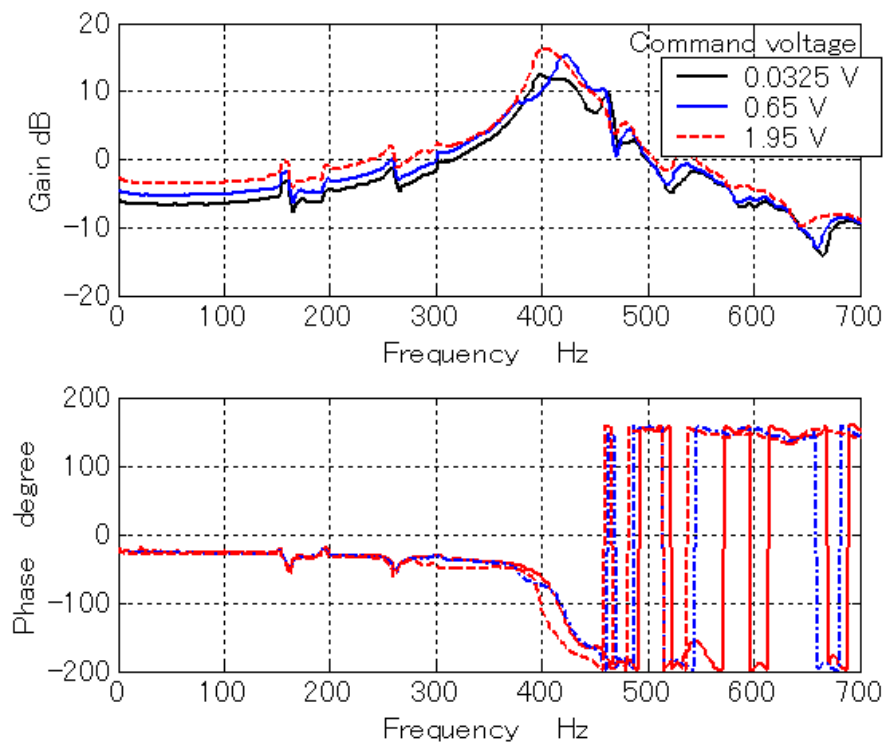


Fig.7.10 Measured frequency response of the fine motion

7.3.4 粗動機構の動特性

軸受支持部に圧電アクチュエータを組み込んだことによる粗動機構の動特性への影響を調査する．図 7.4 のモデルで，周波数応答特性を計算した．図 7.11 はモータトルクからモータの回転角速度までの開ループ周波数応答である．計算結果には，2 組の共振・反共振が見られ，500 Hz 付近に見られる共振・反共振が軸方向振動，1900 Hz 付近に見られる共振・反共振がボールねじ系のねじり振動のモードに対応する．この計算した 2 組の共振・反共振の周波数はフィードバック系の設計を行う上で十分に高い．

粗動機構の周波数応答を測定する実験を行い，計算結果と比較する．サインスイープ関数をトルク指令としてサーボモータのサーボアンプに指令し，サーボモータの回転角速度までの開ループ周波数応答を測定した．図 7.12 に測定したトルク指令からサーボモータの角速度までの周波数応答を示す．測定したゲイン線図と位相線図の形状は計算結果と似た傾向を示している．軸方向の振動の共振周波数は約 400 Hz，ねじり振動の共振周波数は約 1800 Hz となり，いずれも計算結果と比較して共振周波数が低下している．この結果より，微動機構を軸受支持部に組み込むことで，粗動機構の動特性に影響があることがわかった．しかし，微動機構を組み込むことによる粗動のフィードバック制御への影響は十分小さいと考えられる．そこで，粗動機構のコントローラには，ボールねじ駆動の送り系には従来から多く用いられている，速度フィードバックループと位置フィードバックループをカスケード接続したコントローラを用いる事とする．

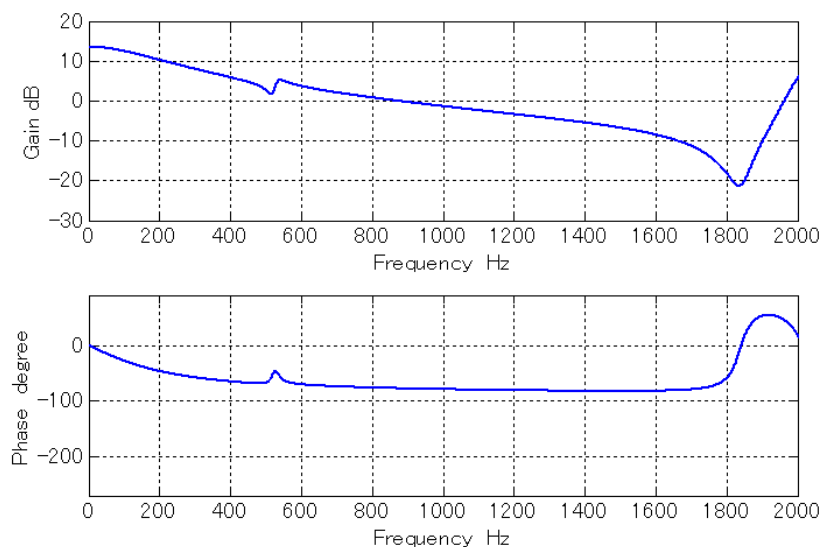


Fig.7.11 Simulated frequency response of the coarse motion (from the motor torque to the angular velocity)

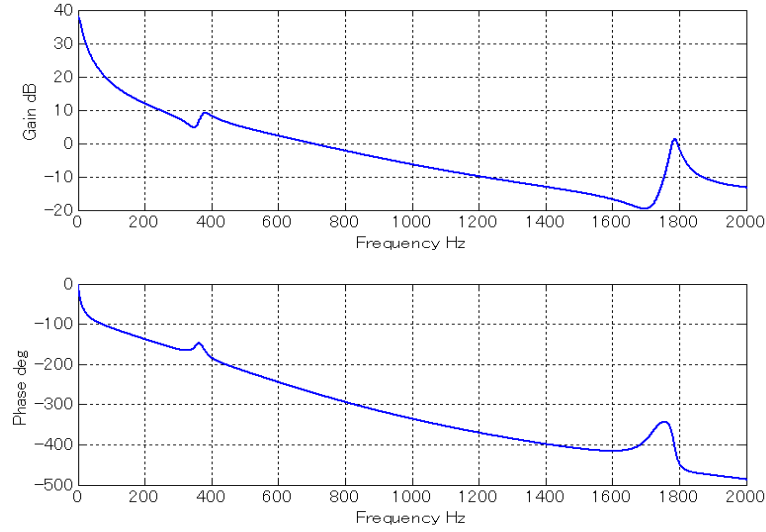


Fig.7.12 Measured frequency response of the coarse motion (from the motor torque to the angular velocity)

7. 4. 微動制御

7. 4. 1 微動機構のコントローラ設計とパラメータ調整

微動機構の制御には図 7.13 に示す PI + feedforward (FF)コントローラを用いる．テーブルに取り付けられた分解能 10 nm のリニアエンコーダでテーブルの位置を検出し，フィードバック信号に用いる．同図中で K_{pf} は比例ゲイン， K_{if} は積分ゲイン， K_{ff} はフィードフォワードゲインである． $G_{mf}(s)$ は，指令電圧からテーブル位置までの微動機構の機械特性をモデル化した伝達関数である．図 7.10 に示したように，微動機構の機械特性 $G_{mf}(j\omega)$ は，2 次遅れ系となる．また，圧電アクチュエータの非線形特性により共振周波数は指令振幅により若干変化する．共振ピークを抑制するためにノッチフィルタをコントローラに用いる．ノッチフィルタの伝達関数 $G_n(s)$ は，以下の式で表される．

$$G_n(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_d \omega_d s + \omega_d^2} \quad (7.1)$$

ここで， ω_n と ω_d はノッチ周波数， ζ_n と ζ_d はノッチフィルタの深さを決定するパラメータである．本研究で用いる微動コントローラでは，これらのパラメータは以下のように決定した． $\omega_n = 350\text{Hz}$ ， $\omega_d = 350\text{Hz}$ ， $\zeta_n = \zeta_d = 0.3$ ．

ノッチフィルタを用いた時の微動機構の周波数応答特性 $G_n(j\omega)G_{mf}(j\omega)$ から，適切なゲ

インマージンを確保し, K_{pf} を 0.20 とした. また, K_{if} と K_{ff} はそれぞれ 350, 0.50 とした. これらのパラメータを用いて, X_{cf} から X_t までの微動機構単体での制御帯域 260Hz を確保した.

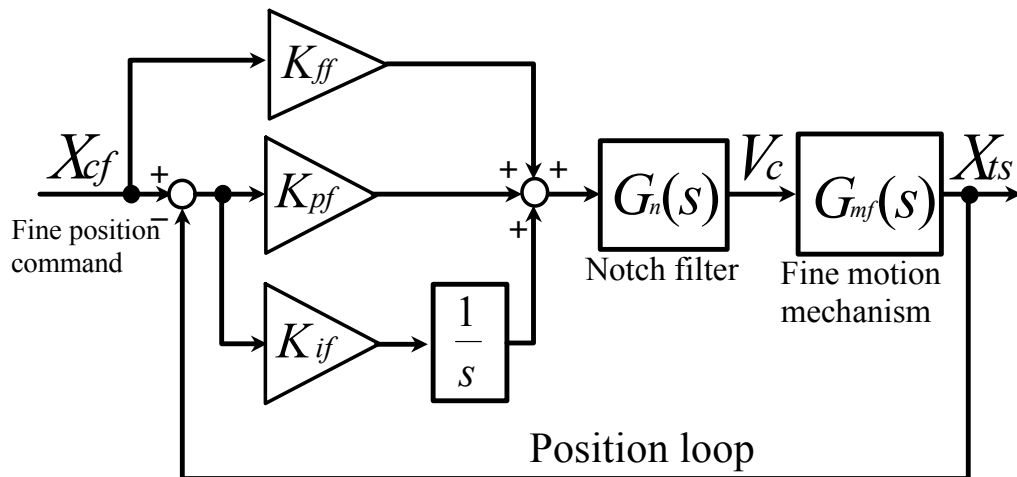


Fig.7.13 Closed loop controller for the single fine motion mechanism

7.4.2 微動位置決め制御

微動制御のみを用いてステップ位置決め実験を行う. 7.4.1 節で設計した微動コントローラを用いてテーブルを制御したときのステップ応答を測定する. 指令するステップ幅は, 1 μm , 500 nm, 100 nm, 20 nm の 4 種類とする. 測定はそれぞれのステップ幅に対して 3 回ずつ行う. 図 7.14 は, テーブルに設置したリニアエンコーダで測定したステップ応答を示す. ステップ幅の 1 μm , 500 nm, 100 nm ステップ指令に対しては明確な応答が見られた. 20 nm のステップ指令に対しては, 停止中のテーブル位置がハンチングしているが, ステップ応答が観察できる. このハンチングはリニアエンコーダの分解能と同じ 10 nm の振幅で生じていることから, エンコーダの分解能が原因で生じていると考えられる.

静電容量型変位センサで測定した工具先端点(TCP)でのテーブル変位を図 7.15 に示す. TCP 変位とリニアエンコーダで測定した変位はよく一致している. この結果は, 微動の駆動中心がリニアエンコーダの検出位置の近傍にある機械構造と, リニアエンコーダの検出位置とテーブル上面の位置が近いことでコサイン誤差が小さくなったため, テーブルのピッチングによる姿勢変化が小さく抑えられたことを意味する. このような基本的な設計を採用したことで, リニアエンコーダで検出したテーブル変位を工具先端点の変位と等しいと見なすことができる.

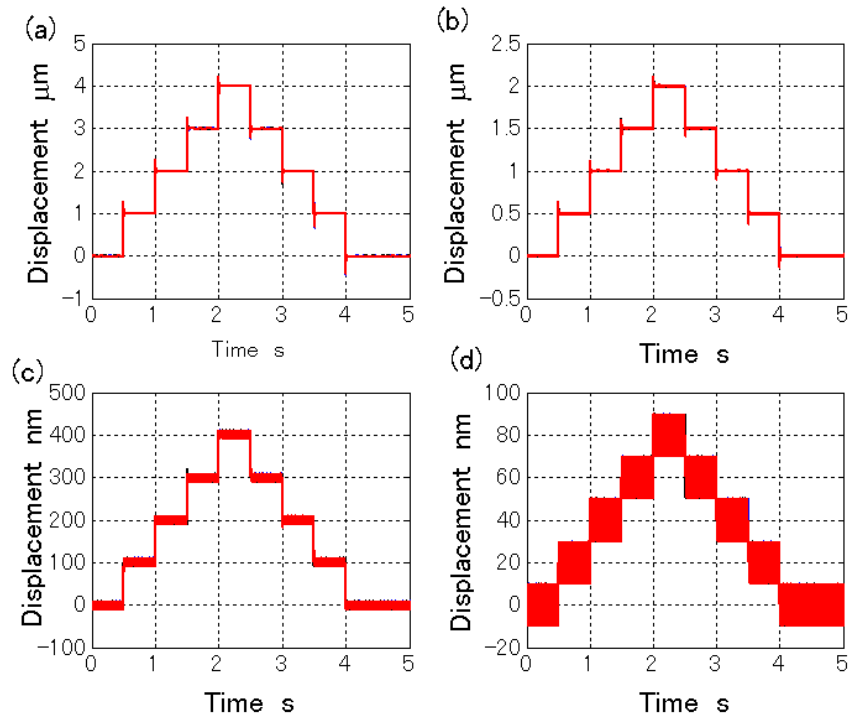


Fig.7.14 Step response at feedback position: (a) step width of 1 μm , (b) step width of 500nm, (c) step width of 100 nm, (d) step width of 20 nm

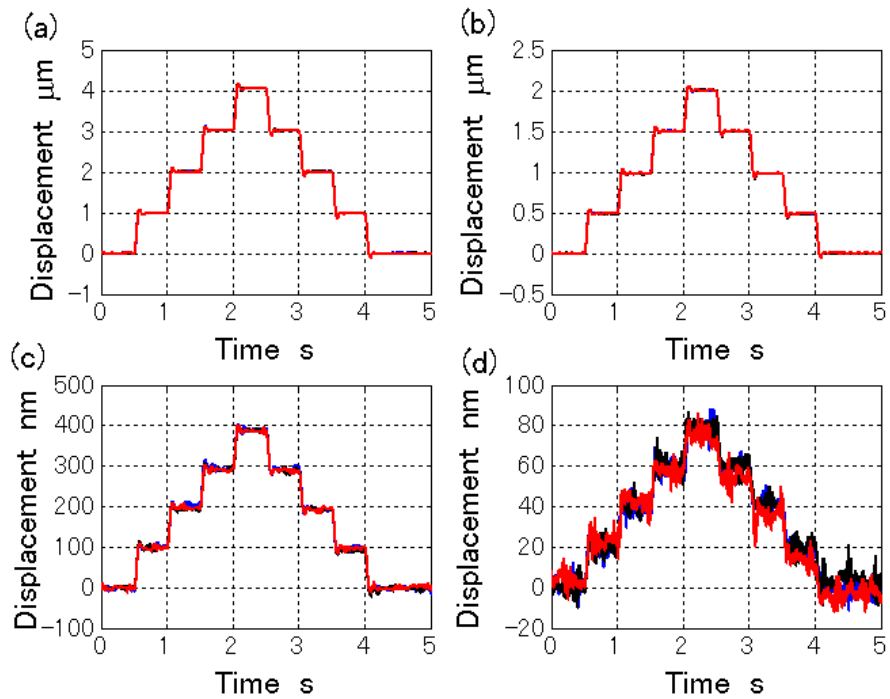


Fig.7.15 Step response at the tool center point: (a) step width of 1 μm , (b) step width of 500nm, (c) step width of 100 nm, (d) step width of 20nm

7.5. 粗微動同期制御

7.5.1 デュアルコントローラ設計

粗動で生じた動的な運動誤差を高応答の微動機構で補正する．このためには，粗動機構と微動機構を常に同期駆動する必要がある．本章では，粗微動同期制御のためのデュアルコントローラ設計を行う．設計したデュアルコントローラのブロック線図を図 7.16 に示す．ただし， X_c はテーブルの指令位置， X_{cofs} は微動機構のオフセット指令電圧， l_p はボールねじのリード長である．デュアルコントローラは，粗動制御部と微動制御部の 2 つの部分から構成される．

粗動制御部には，PI 制御の速度フィードバックループにと P 制御の位置フィードバックループをカスケード接続した一般的なコントローラを用いている． K_{vf} , K_{vi} , K_{vp} , K_{pp} はそれぞれフィードフォワードゲイン，速度ループの積分ゲイン，速度ループの比例ゲイン，位置ループの比例ゲインである．微動制御部は前節で開発した微動コントローラを改良して組み込んでいる．粗動部ではロータリエンコーダで検出したテーブル位置 $\frac{l_p}{2\pi}\theta_m$ をフィードバックに用いてセミクローズドループ制御を行う．これは，フルクローズドループ制御を行うよりもセミクローズドループ制御を行ったほうが，機械特性の影響を排除できるため，位置比例ゲイン K_{pp} を高く設定することができるという利点から決定した．ゲインのチューニングを行い，粗動部の速度制御帯域は 150 Hz，位置の制御帯域は 25 Hz とした．

微動制御部は 7.4 節で提案した PI 制御とノッチフィルタを併用したコントローラからなる．

位置指令 X_c は，粗動制御部と微動制御部に同時に指令される．これにより粗動制御部と微動制御部は同期して駆動する．この点が従来の粗動と微動を切り替えて駆動する切り替え制御とは異なる．この同期制御は CP トラッキングを行うための単純な方法であるが，圧電アクチュエータのストロークの短さが問題となる．

圧電アクチュエータの飽和を防ぐために，ロータリエンコーダで検出したテーブル位置とリニアエンコーダで検出したテーブル位置の偏差をピエゾアンプに入力する．圧電アクチュエータは，伸張することしかできず，負の電圧をかけても圧縮することはできない．そのため，微動部に加わる指令電圧が常に正になるように，粗動部の指令値に X_{cofs} だけ指令値をオフセットする．

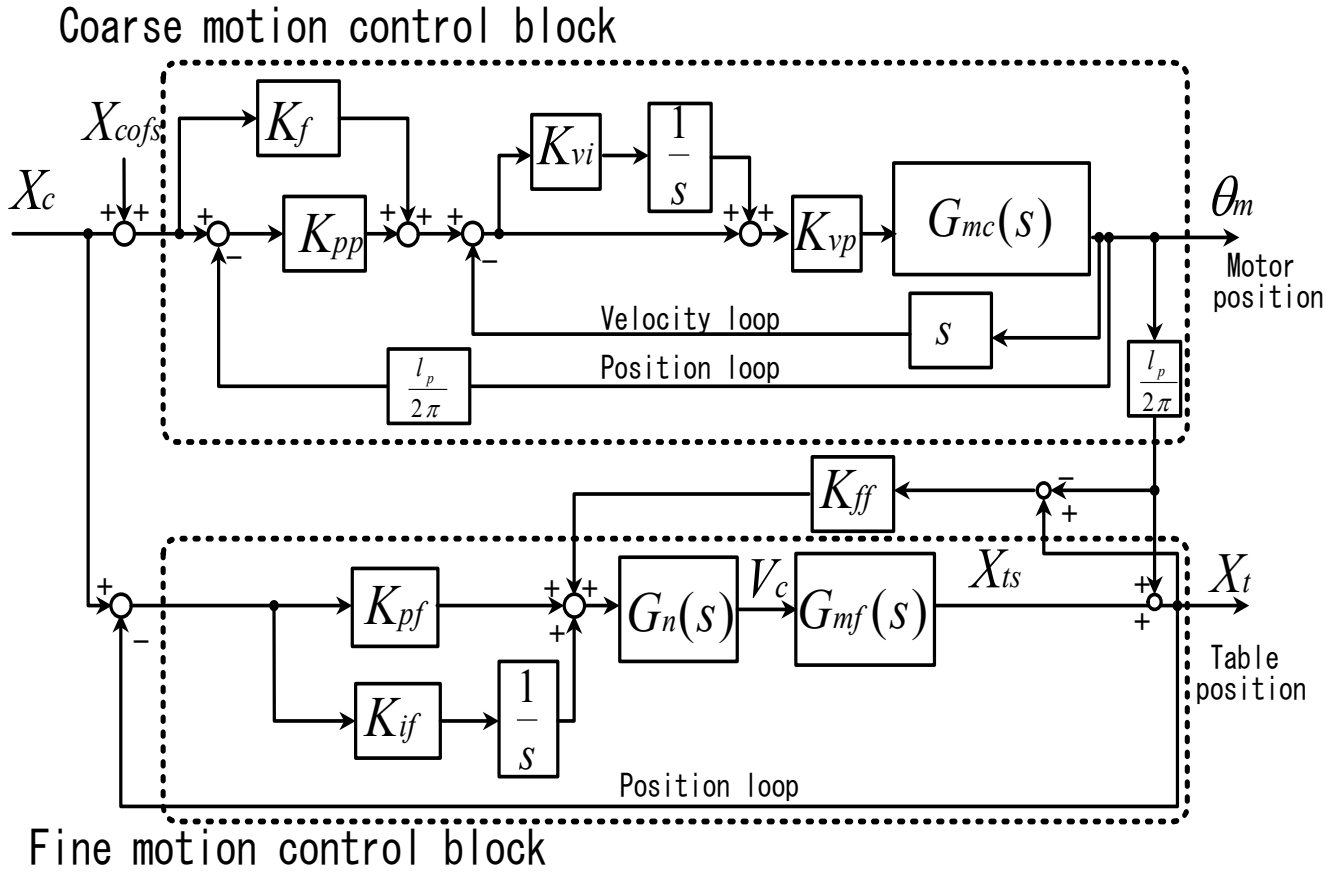


Fig.7.16 Block diagram of dual controller

7.5.2 粗微動同期制御

デュアルコントローラの性能を評価するため、設計したデュアルコントローラとセミクローズドループ制御の粗動コントローラ単体でテーブルを駆動し比較する。送り系に指令する運動軌跡は振幅 $100\ \mu\text{m}$ と $500\ \mu\text{m}$ 、周期 $10\ \text{s}$ のサイン波状の往復運動指令である。これは、2軸同期で円弧補間運動を行う場合の1つの軸が追従する運動軌跡である。製作した送り系は1軸のみであるため、便宜的にサイン波状の運動軌跡を用いて運動性能を評価する。

図 7.17 に、振幅 $100\ \mu\text{m}$ の指令を与えたときの追従結果を示す。同図(a),(b)は、それぞれ粗動コントローラ単体でテーブルを駆動した場合のリニアエンコーダで測定した運動軌跡とそのときの位置偏差である。同図(c),(d)は、デュアルコントローラを用いた場合のリニアエンコーダで測定した運動軌跡とそのときの位置偏差である。運動軌跡を見ると、粗動コントローラ単体のときは、摩擦の影響でスティックモーションが生じていることがわかる。このときスティックモーションにより最大の $2.5\ \mu\text{m}$ の位置偏差が生じた。これに対してデュアルコントローラでは、スティックモーションは微動制御によって補正され、位置偏差は最大 $0.2\ \mu\text{m}$ となった。

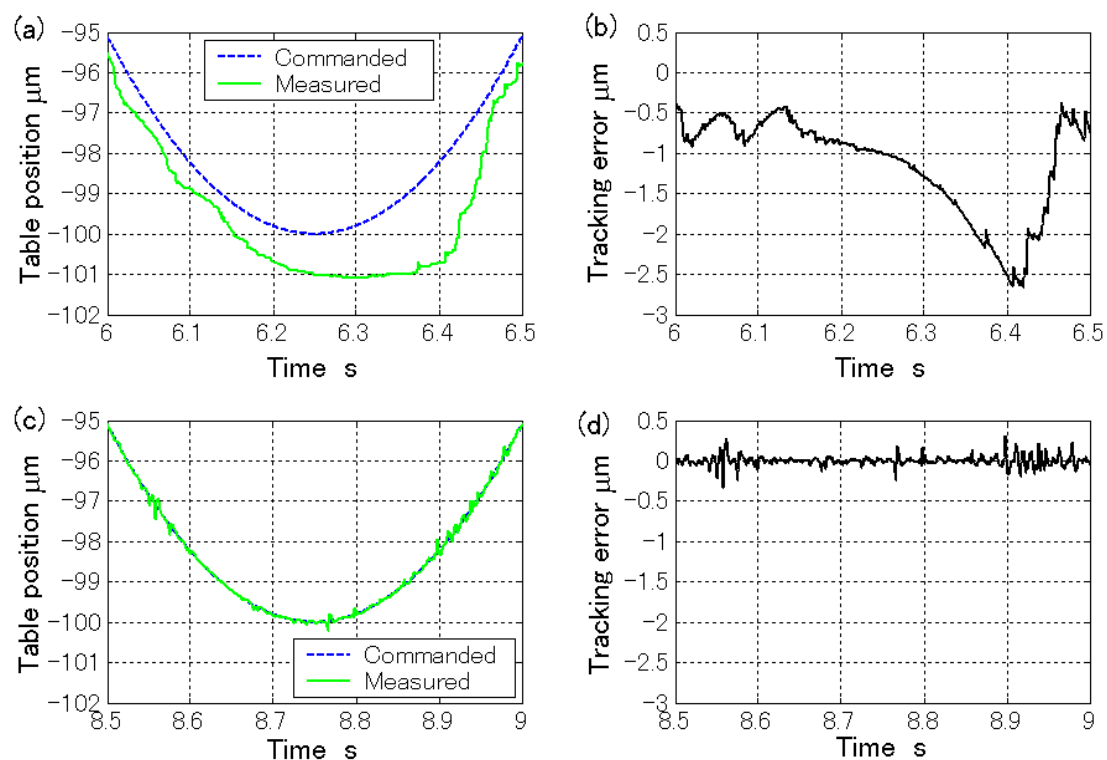


Fig.7.17 Results of tracking test to sinusoidal wave trajectory with amplitude of $100\ \mu\text{m}$: (a) table position and commanded trajectory by single coarse control, (b) tracking error by single coarse control, (c) table position and commanded trajectory by dual control, (d) tracking error by dual control

図 7.18 に振幅 $500\ \mu\text{m}$ の指令を与えたときの追従結果を示す．同図(b)に示すように，単体の粗動コントローラでは $6.5\ \mu\text{m}$ の運動誤差が生じた．また，同図(d)に示すように，デュアルコントローラを用いても最大 $2.5\ \mu\text{m}$ の誤差が生じている．これは，スティックモーションによって生じた位置偏差の最大値が微動機構で補正可能な量以上になったためである．

以上より，開発した圧電アクチュエータを組み込んだボールねじ駆動送り系では，運動誤差が圧電アクチュエータのストロークを超えない範囲であれば，運動誤差を $0.1\ \mu\text{m}$ レベルで制御することができる．

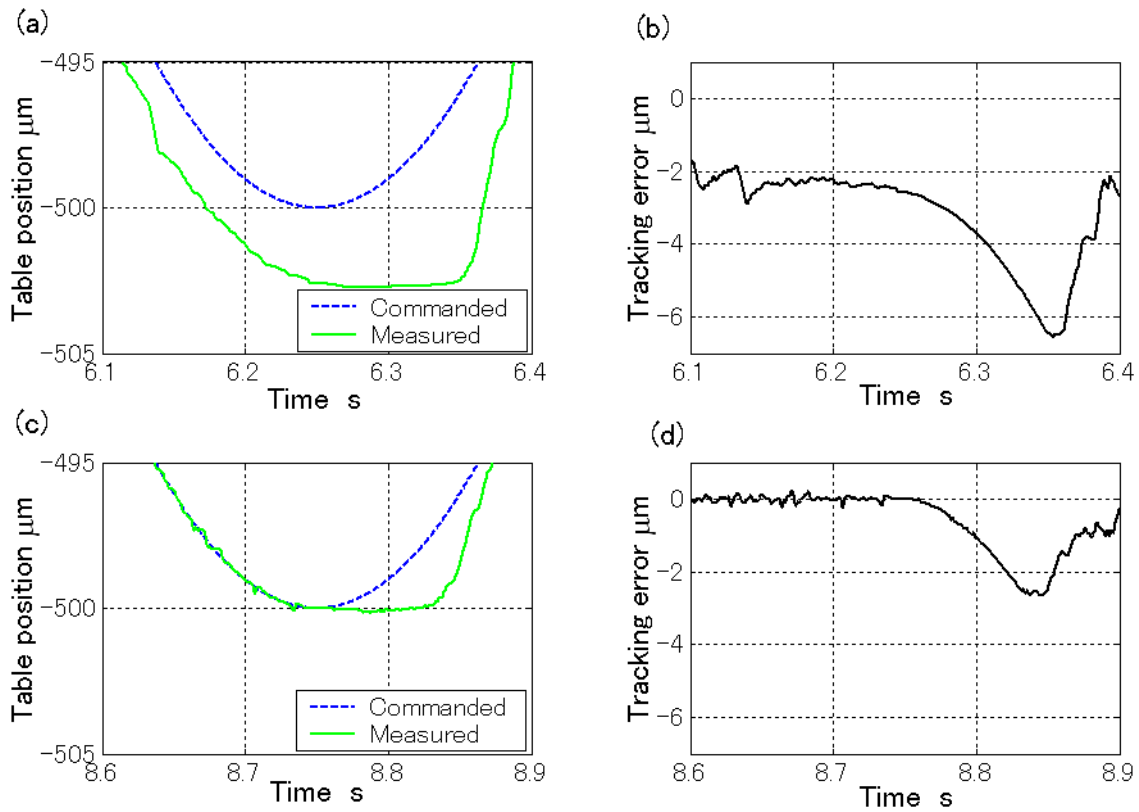


Fig.7.18 Results of tracking test to sinusoidal wave trajectory with amplitude of $500\ \mu\text{m}$: (a) table position and commanded trajectory by single coarse control, (b) tracking error by single coarse control, (c) table position and commanded trajectory by dual control, (d) tracking error by dual control

7.6. 結 論

本章では、微動機構を用いたデュアルステージ型のボールねじ駆動の送り系の運動精度向上を行った。この送り系の微動機構には、ボールねじ支持軸受の支持軸受ユニット内に組み込まれた圧電アクチュエータを用いている。本章の結論を以下にまとめる。

- (1) 微動機構では、支持軸受外輪を圧電アクチュエータで駆動し、この運動がテーブルに伝達されることで微動を行う。圧電アクチュエータの変位量に対するテーブルの変位量は計算では2分の1であるが、実際の実験結果では約3分の1であった。これは、圧電アクチュエータからテーブルまでの間にモデルでは考慮されていないばね要素があることを意味する。
- (2) 微動の駆動中心とリニアエンコーダの検出位置および、工具先端位置との距離が近い設計を用いた。このような基本的な設計方針により、この装置ではリニアエンコーダで検出したテーブル位置と工具先端点の変位を等しいと見なすことができる。
- (3) 微動機構は、予圧調整機構としての役割もあるため、送り系全体の固有振動数を高く設定することができた。微動機構は2次遅れ系でモデル化されるため、PI制御器とノッチフィルタで構成されたコントローラを採用した。結果として微動機構単体で230 Hzの制御帯域と20 nmの位置決め分解能を実現した。
- (4) 微動機構と粗動機構を同期駆動するために、デュアルフィードバックコントローラを用いた。このコントローラでは、ACサーボモータで検出したテーブル位置とロータリエンコーダで検出したテーブル位置の差分を微動機構に指令する構造をもつ。粗微動同期駆動により、運動方向反転時に生じるスティックモーションを最大0.2 μm に低減した。

第 8 章 仮想工具－工作物間フルクローズドループ制御

8.1 緒論

前章では、ボールねじ駆動の送り系の運動精度を向上させるために、ボールねじ駆動の粗動機構に高応答な圧電アクチュエータ駆動の微動機構を統合した粗微動型の送り系を開発した。開発した送り系を用いて、粗微動同期駆動を行う事で送り方向に生じる運動誤差を補正することができた。しかし、ボールねじ送り系では、ねじ軸の振れ回りによって、送り方向と垂直に交わる面内に静的な運動誤差が生じることが知られている。このような誤差は1 μm レベルの大きさを持つ事もあるため補正が必要となる。しかし、送り方向に対して垂直な面に生じる誤差を単一の送り系を用いて補正することは難しい。そこで、本章では運動方向と垂直な面内に生じる運動誤差を、直交する別の送り系を用いて補正する。

先行研究においても、直交する送り系を用いて送り方向に垂直な面内に生じる静的な誤差を補正する方法が多く研究されている[86]。典型的な方法はモデルベース補正である。河野らは、レーザ変位計とオプティカルフラットを用いて事前に測定した送り方向と直交する面内で生じる工具と工作物間の相対変位の中で、再現性のある低周波成分を抽出し、テーブル位置の関数でモデル化した[87]。河野らは、このモデルを元に補正指令を生成し、直交する送り系を用いて、これらの誤差を補正し、0.1 μm レベルの真直度を実現した。高らは、主軸先端とテーブル間の真直度を参照ミラーと静電容量型センサを用いて測定し、ファストツールサーボシステムを用いて補正した[86]。このような事前に測定した工具と工作物間の相対変位を元に補正指令を作成する方法は、フィードフォワード型（FF型）の補正法である。FF型補正は、運動誤差測定時と補正時で工具と工作物間の相対変位が変化しないことが前提であるため、長期間の使用を保証できないという問題がある。また、動的な誤差や真直度が経時変化する場合には、工具と工作物間の相対変位をリアルタイムで補正する必要がある。

本章では、ボールねじ駆動の送り系で送り方向と直交する平面に生じる静的および動的な運動誤差をリアルタイムで補正する方法を提案する。補正を行うために前章で開発した微動機構を用いる。XY平面での平面加工で工具と工作物間の運動誤差を加工中にリアルタイムで測定・補正する。しかし、加工点と工作物が干渉しているため、加工中の工具と工作物間の相対変位を直接測定することは難しい。そこで、加工中の工具と工作物間の相対変位を推定するため、仮想工具変位という概念を用いる。工作物の近傍に設置したアーティファクトとの相対変位を工具近傍に取り付けた変位センサで測定する。このとき、テーブルのヨ

ーイングによる姿勢変化が十分小さいと仮定すると、測定した相対変位を工具と工作物間の相対変位と見なすことができる。本研究では、この推定した工具と工作物間の相対変位を仮想工具ー工作物間相対変位とよぶ。さらに、この仮想工具ー工作物間の相対変位と前章で提案した単体の微動コントローラを用いて仮想工具ー工作物間の相対変位のフィードバック制御を行う。この制御法を仮想工具ー工作物間フルクローズドループ制御とよぶこととする。

8.2 節では、提案する仮想工具ー工作物間の相対変位のフルクローズドループ制御の概念と実験に用いる装置のセットアップについて説明する。8.3 節では、制御に用いるコントローラの設計とコントローラのゲインチューニングを行う。8.4 節では、開発したコントローラを用いて実際に仮想工具ー工作物間相対変位の制御を行う。8.5 節は以上をまとめた結論である。

8.2 仮想工具ー工作物間相対変位フルクローズドループ制御

8.2.1 仮想工具ー工作物間相対変位フルクローズドループ制御の概念

非回転工具を用いた表面加工で用いられる図 8.1 に示すような、平面加工における工具パスを想定する。このような工具パスでは、Z 方向の工具ー工作物間の相対変位を測定し、制御することができれば加工表面の平面度の向上が図れる。

図 8.2 は、仮想工具ー工作物間を閉ループ制御するために必要なシステムの概念図である。図に示すように、工具の近傍に変位センサをとりつけ、工作物近傍に設置したアーティファクトとの相対変位を測定する。このとき、Z テーブルの X 方向、Y 方向の姿勢変化が生じると、測定した変位と実際の工具ー工作物間の相対変位との間に差が生じる。姿勢変化を小さくするためには、工具と変位センサを可能な限り近くに設置する必要がある。この測定した仮想的な工具ー工作物間相対変位が実際の工具ー工作物間相対変位と等しければ、仮想的な工具ー工作物間相対変位を制御すればよい。以降、この変位計とアーティファクトを用いて測定した変位を工具ー工作物間の相対変位とみなし、仮想工具変位とよぶこととする。

一般的に、仮想工具変位に含まれる運動誤差は、送り速度が 5000 mm/min の場合に 80 Hz 程度の周波数成分を持つ[8.3]。そのため、粗動であるボールねじ駆動送り系で補正するためには、制御帯域が十分ではない。そこで、前章で開発した微動機構を用いる。微動機構を持つ Z 軸の送り系に仮想工具変位制御のためのフィードバックループを接続して、仮想工具ー工作物間相対変位のフルクローズドループ制御を実現する。

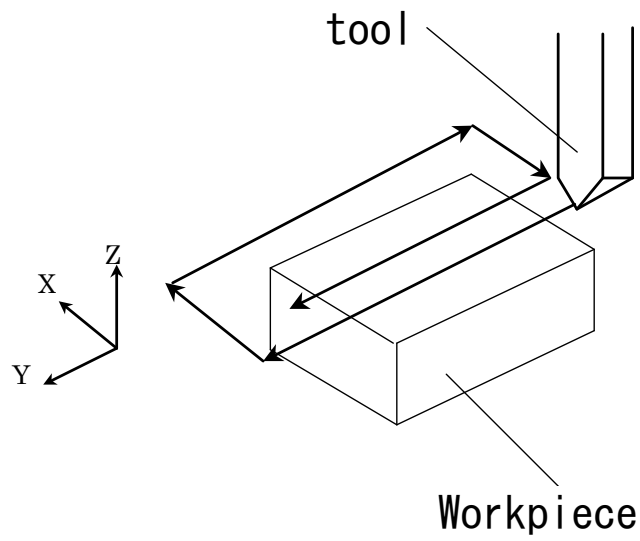


Fig.8.1 Surface machining tool path

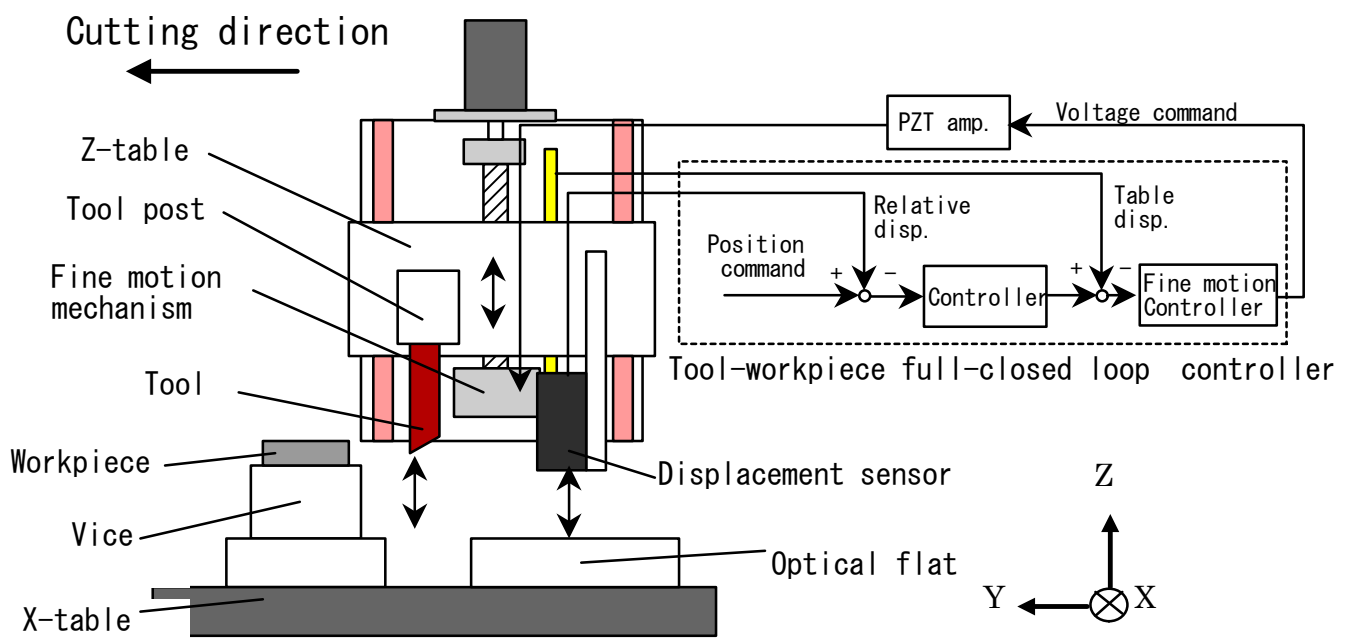


Fig.8.2 Schematic of the measurement system and control method

8.2.2 実験装置のセットアップ

本研究において、平面加工に用いる直交3軸加工機概念図を図8.3に示す。表8.1に、この加工機の仕様を示す。この加工機では、送り系のアクチュエータに高精度ボールねじとACサーボモータを用いている。X軸の案内機構には空気静圧案内を、Y、Zの案内機構には球を転動体として用いる転がり案内を採用している。また、Z軸には、7章で開発した微動機構を統合したボールねじ駆動送り系が搭載されている。この加工機のセットアップでは、粗動アクチュエータであるサーボモータは商用のCNCによって制御する。一方、微動機構はLinuxベースのPCを用いて制御を行う。

この装置では、仮想工具変位の測定に、工具近傍に取り付けた分解能10 nmの三角測量型のレーザ変位計を用いる。一方で、レーザ変位計のアーティファクトには、工作物近傍に取り付けた平面度32 nmのオプティカルフラットを用いる。測定に用いたセンサとオプティカルフラットの仕様を表8.2に示す。

この加工機では、1000 mm/min ~6000 mm/min程度の送り速度で回転工具を使わずに加工を行った場合、80 Hz程度までの周波数成分を含む仮想工具変位が生じる。そのため、80 Hz程度の制御帯域を持った送り系を用いて制御する必要がある。

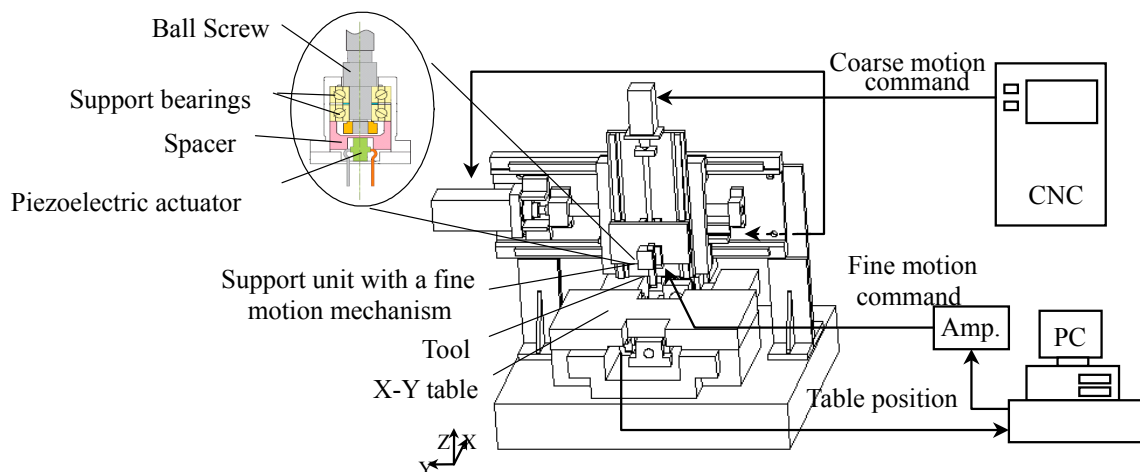


Fig.8.3 Schematic of machine tool used in the experiment

Table 8.1 Major specifications of the machine tool

Axis	X	Y	Z
Travel	230 mm	220 mm	200 mm (Coarse) 5 μ m (Fine)
Feedrate	10000 mm/min	10000 mm/min	10000 mm/min
Drive type	Ball screw	Ball screw	Ball screw (Coarse)+ Piezo drive (Fine)
Lead of ball screw	10 mm	10 mm	5 mm
Guide way	Aerostatic	Rolling (ball)	Rolling (ball)
Control type	Full closed	Semi closed	Semi-closed (Coarse) + Piezo control (Fine)
Resolution	500 nm	500 nm	20 nm (Coarse) 10 nm (Fine)

Table 8.2 Specifications of optical flat and displacement sensor

Optical flat	Flatness	32 nmP-V
	Size	$\phi 150$ mm \times 30mm
Displacement sensor	Sensor type	Triangulation
	Resolution	10 nm
	Accuracy	20 nm
	Band width	50 kHz

8.3 コントローラ設計

仮想工具変位を制御するためのコントローラ設計を行う。7章で製作した微動コントローラの外部に仮想工具変位を制御するためのフィードバックループを接続した仮想工具－工作物間フルクロードループ制御のブロック線図を図 8.4 に示す。ただし、図中の LPF はローパスフィルタを示す。

まず、制御則を決定するために、7章で開発した微動機構単体を用いて周波数挿引実験を行い、指令値から仮想工具変位の周波数応答を調べる。この実験における、指令値から仮想工具変位までのブロック線図を図 8.5 に示す。 $G_t(s)$ は、リニアエンコーダで検出したテーブル位置から、レーザ変位計で測定した仮想工具変位までの伝達関数である。この伝達関数では、微動コントローラとその外側にあるリニアエンコーダから仮想工具までの機械特性を考慮している。

測定した指令変位から仮想工具変位までの周波数応答を図 8.6 に示す。このとき制御帯域は約

200 Hz である. 図 8.6 のゲイン線図から 150 Hz と 190 Hz に共振周波数がある. 150 Hz と 190 Hz の共振周波数は, 7 章の図 7.7 に示した微動機構の開ループ周波数応答にも見られるため, 送り系の機械構造によって生じている.

次に, 図 8.4 のコントローラ部に比例制御器のみを用いて, 仮想工具-工作物間のフルクローズドループ制御を行う. ローパスフィルタを用いない場合の仮想工具-工作物間のフルクローズドループ制御での周波数応答を測定する. 比例ゲインを 0.2 として比例制御のみで制御を行ったときの周波数応答を図 8.7 に示す. このとき 190 Hz の共振ではゲインが約 0 dB になっている. このとき, 位相遅れも約 180 度あることから, 比例制御のみを用いた場合では, これ以上高く比例ゲインを設定することは難しい.

比例ゲインを高く設定するために, 190 Hz の共振を抑制するためのローパスフィルタを設計する. ゲイン交差周波数を 100 Hz とするために, カットオフ周波数 80 Hz の 2 次のローパスフィルタを用いる. ローパスフィルタの効果を確認するために, このコントローラを用いて比例ゲイン 1.2 として仮想工具-工作物間フルクローズドループ制御を行ったときの周波数応答を測定する. 測定した周波数応答を図 8.8 に示す. 同図より 90 Hz までの周波数帯では, ゲインは 0 dB 以下であることがわかる.

低周波領域でのゲイン特性を改善するため, 図 8.4 のコントローラ部に PI 制御器を用いる. 積分ゲインは, 積分停止周波数が 40 Hz になるように設定する. PI 制御とローパスフィルタを併用したときの指令値から仮想工具変位までの周波数応答を図 8.9 に示す. このコントローラを用いて 100 Hz までの帯域で仮想工具相対変位を制御することができた. 本研究では, このようにリアルタイムで仮想工具-工作物間の相対変位を制御する補正法をフィードバック型 (FB 型) 補正法とよぶこととする.

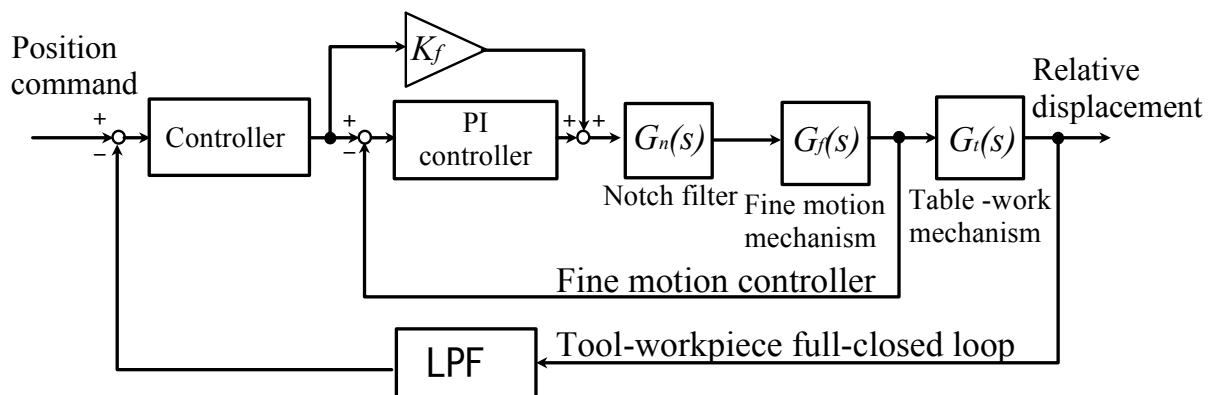


Fig.8.4 Developed tool –workpiece full closed loop controller using PI-control and low- pass filter

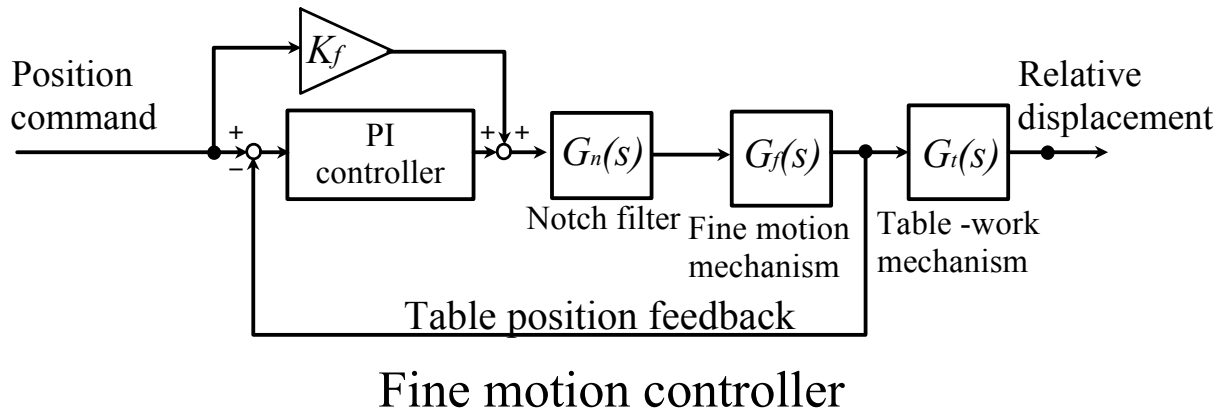


Fig.8.5 Developed tool –workpiece full closed loop controller using proportional control

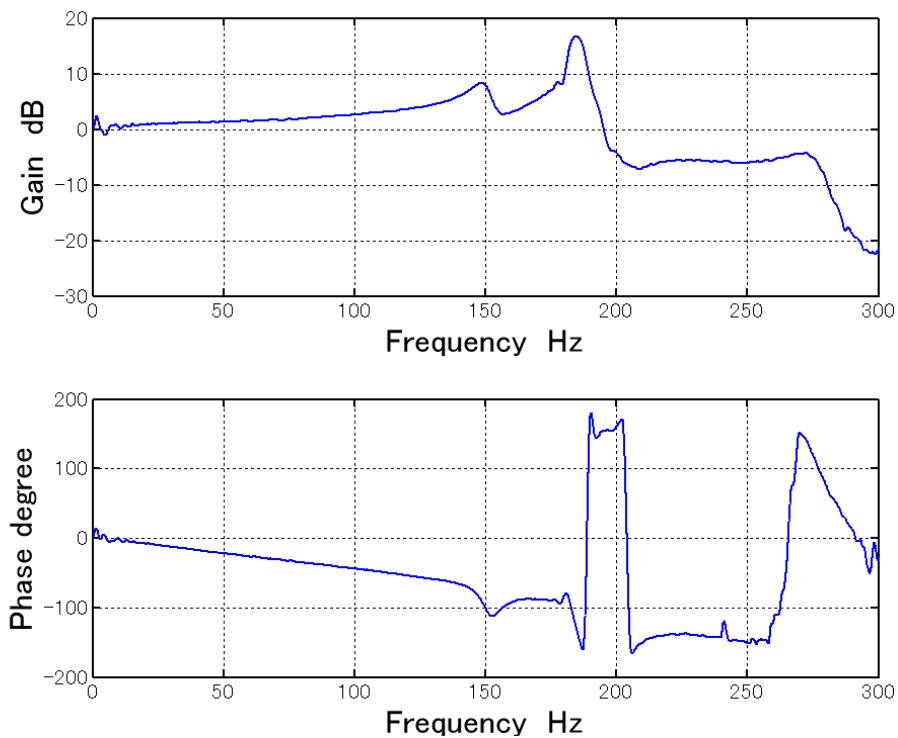


Fig.8.6 Frequency response from the commanded position to relative displacement with the developed fine motion controller

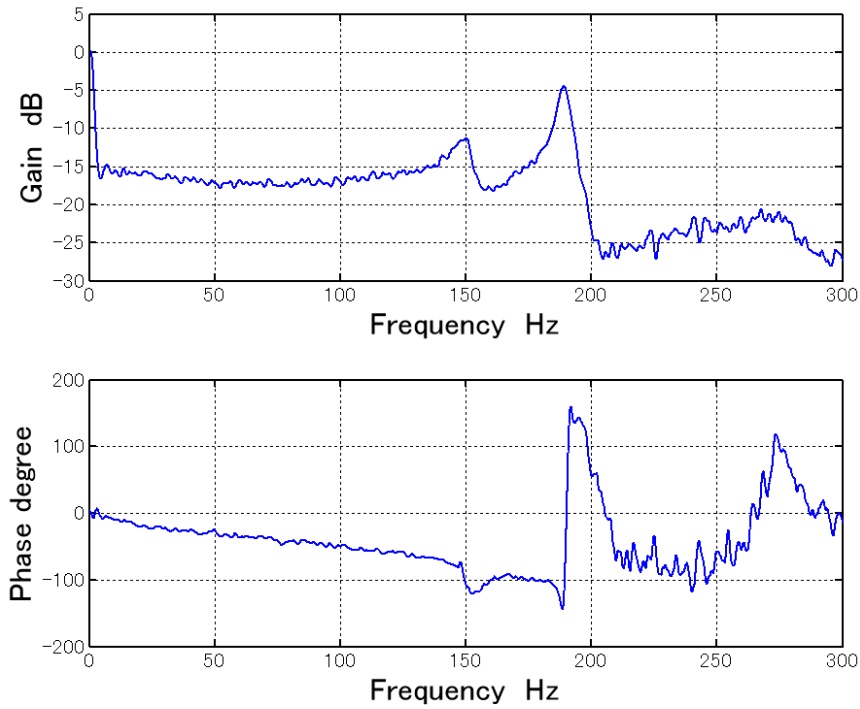


Fig.8.7 Frequency response from the commanded position to relative displacement with tool
workpiece full-closed loop controller using proportional control

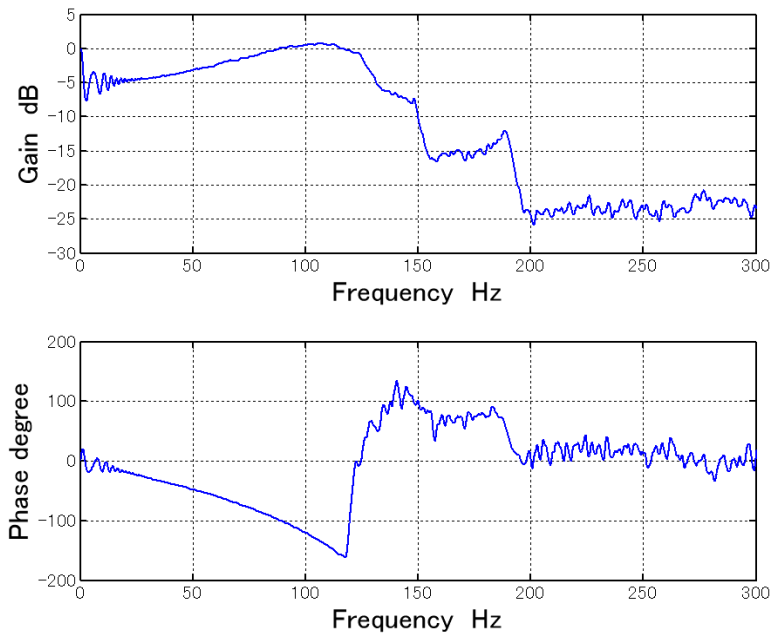


Fig.8.8 Frequency response from the commanded position to relative displacement with tool
workpiece full-closed loop controller using proportional control and low-pass filter

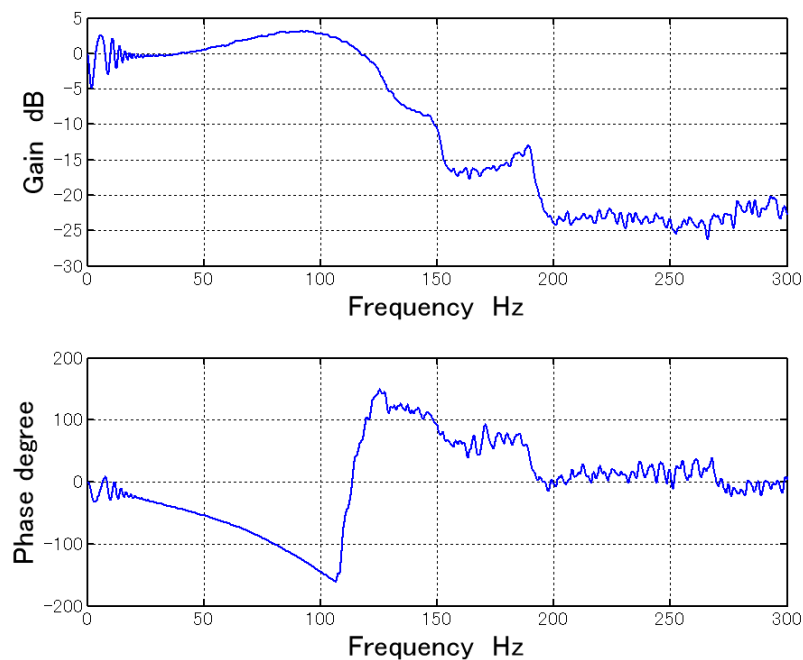


Fig.8.9 Frequency response from the commanded position to relative displacement with tool workpiece full-closed loop controller using proportional control using PI-control and low-pass filter

8.4 仮想工具—工作物間相対変位の補正

8.4.1 真直度補正

製作したコントローラを用いて実際の工具—工作物間相対変位の制御ができているかを確認する．加工を行わない状態で仮想工具変位を制御し，そのときの真直度を評価する．

実験では，工具を Y 方向に 6000 mm/min の送り速度で 5 往復させる．(a)補正を行わない場合，(b)FF 型補正を行った場合，(c)FB 型補正を行った場合，(d)FF 型補正と FB 型補正を併用した場合の 4 つの条件で補正を行い，そのときの真直度を比較する

図 8.10 に仮想工具変位の測定結果を示す．図 8.10(a)は，補正を行わなかったときの仮想工具変位である．加工機の組み立て時の直角度とオプティカルフラットのセットアップ誤差に起因すると考えられる 1 次の傾きをもった誤差がみられる．また，ボールねじのリード 10 mm に対応した周期的な誤差が見られる．これは，ボールねじが回転してふれ回ることによって仮想工具変位が生じたと考えられる．同図(b),(c),(d)はそれぞれ，FF 型補正，FB 型補正，FF 型補正と FB 型補正を併用した場合の仮想工具変位である．すべての条件で振幅 0.3 mm の高周波誤差成分が検出されている．

図 8.11 に、それぞれの条件で測定した仮想工具変位に含まれるパワースペクトラムを示す。FB 型補正を用いた場合、低周波な誤差成分は補正することができた。一方で、すべての条件で 170 Hz の周波数成分が見られる。この振動は、Y テーブルの駆動により励起される振動モードであることがわかっている。170 Hz の振動成分は、開発したコントローラでは補正対象としていないので、データを見やすくするため 100 Hz のデジタルローパスフィルタを用いて高周波の振動成分を除外する。フィルタ処理を行ったあとの測定結果を図 6.12 に示す。

図 8.12(a)では、直角度に起因する 1 次の誤差成分と周期 10 mm の誤差成分が見られる。よって、同図(b)より、FF 型補正を用いる事で周期 10 mm の成分を低減することができたことがわかる。しかし、FF 型補正では、モデル化誤差によって周期 10 mm の成分が残っていることと、1 次の誤差成分が補正されていない。これは、1 次の誤差成分がオプティカルフラットのセットアップ誤差により生じているため、誤差モデルの中で考慮されていないことが原因である。同図(c)より、FB 型補正を用いる事で 1 次の誤差成分を低減することができた。しかし、制御の遅れのため周期 10 mm の誤差成分を完全に取り除くことはできなかった。よって、同図(d)に示すように、FF 型補正と FB 型補正を併用してはじめて、大部分の誤差を取り除くことができ、0.1 μm レベルの真直度を実現することができた。

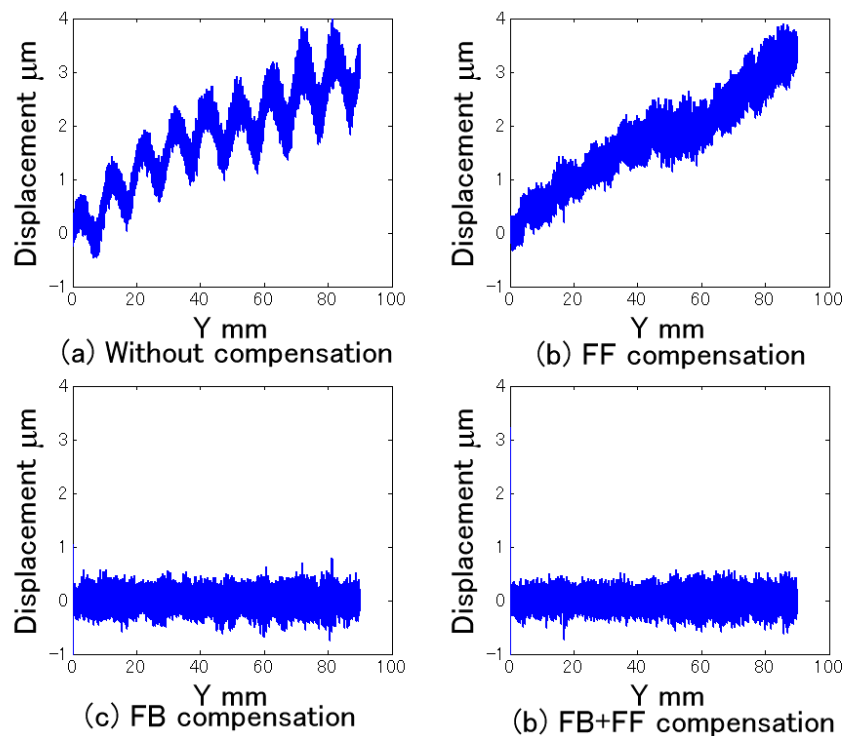


Fig.8.10 The measured relative displacement between the tool tip and the artifact

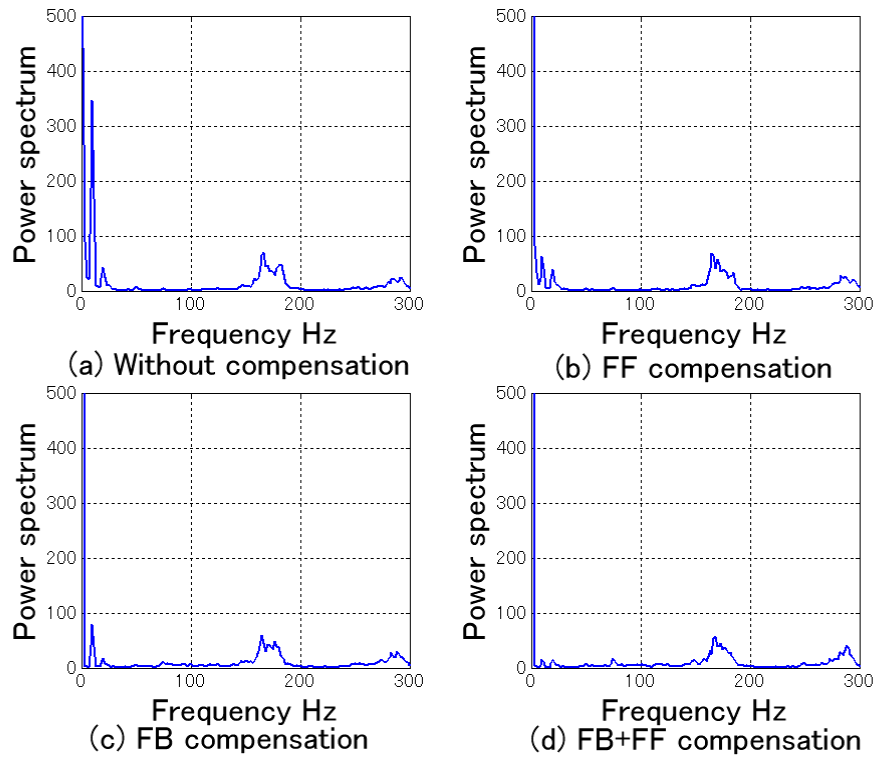


Fig.8.11 The power spectrum of the relative displacement

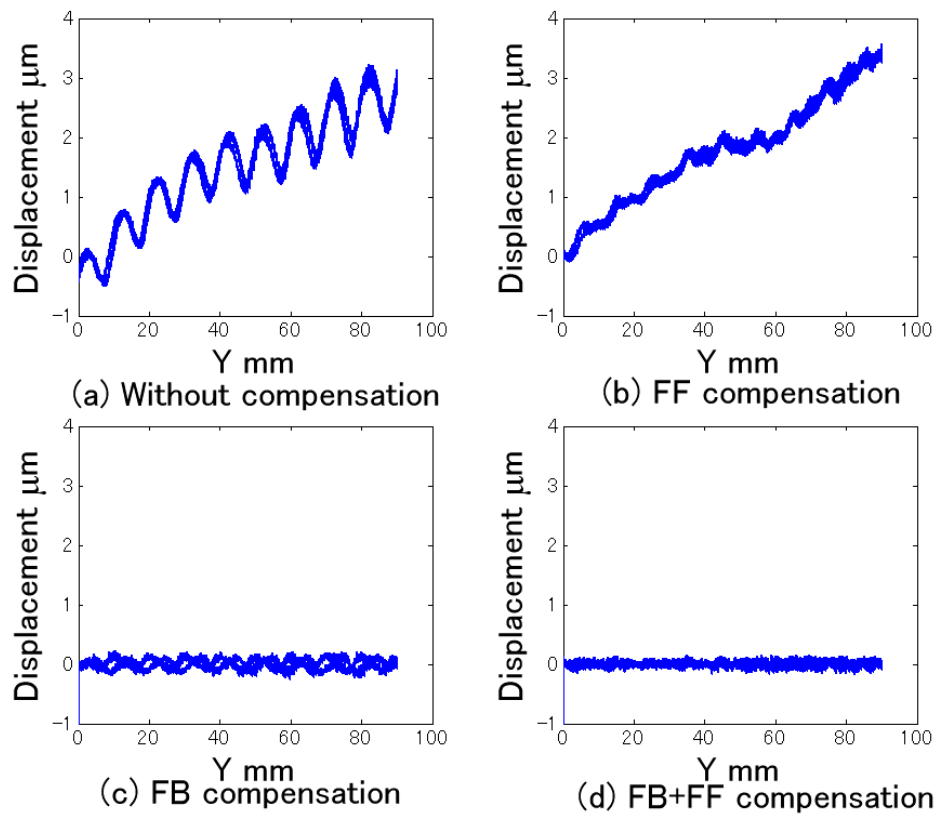


Fig.8.12 The filtered relative displacement between the tool tip and the artifacts

8.4.2 加工実験

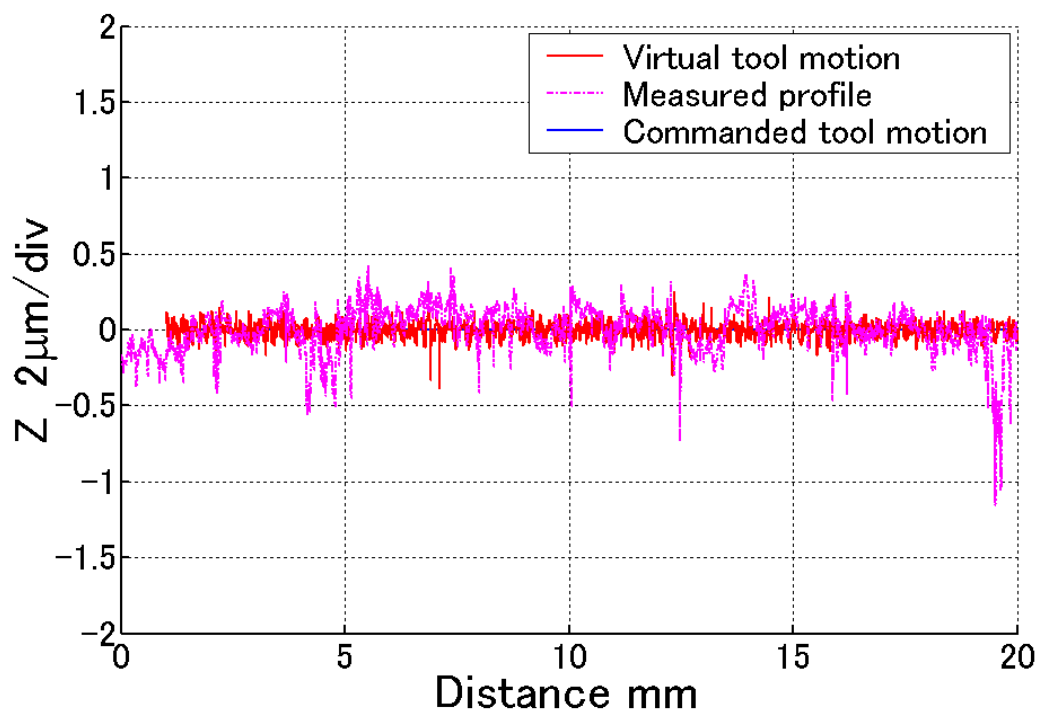
仮想工具—工作物間相対変位と実際の工具—工作物間相対変位が一致していることを確認するために、加工実験を行う。実験条件を表 8.3 に示す。加工を行った結果を図 8.13 に、サインスイープ形状の加工を行った結果を図 8.14 に示す。図には、測定ラインに沿った仮想工具変位、触針式表面粗さ計を用いて測定した表面のプロファイル、指令値をプロットしている。

図 8.13(a)より、送り速度 500 mm/min で加工した場合、仮想工具の相対変位は $\pm 0.1 \mu\text{m}$ 程度となったが、加工表面のプロファイルを見ると $\pm 0.4 \mu\text{m}$ となり、仮想工具変位と実際の工具変位はあまり一致しなかった。一方で、送り速度 3000 mm/min で加工した場合、仮想工具の相対変位は $\pm 0.2 \mu\text{m}$ となったが、加工表面のプロファイルを見ると $\pm 0.3 \mu\text{m}$ となった。また、150Hz の固有振動成分の位相もよく一致することから、3000 mm/min の加工条件では、仮想工具変位と加工表面のプロファイルが比較的よく一致することがわかる。しかし、波長 10 mm のうねりが加工表面のプロファイルにみられる。この波長は、ボールねじのリードに対応していることから、テーブルの回転偏差により仮想工具位置と実際の工具位置との間で Z 方向変位に差が生じたことが原因である。この回転偏差は、Y 方向のテーブル位置に依存することが分かっているので、位置の関数でモデル化することで、補正が可能であると考えられる。

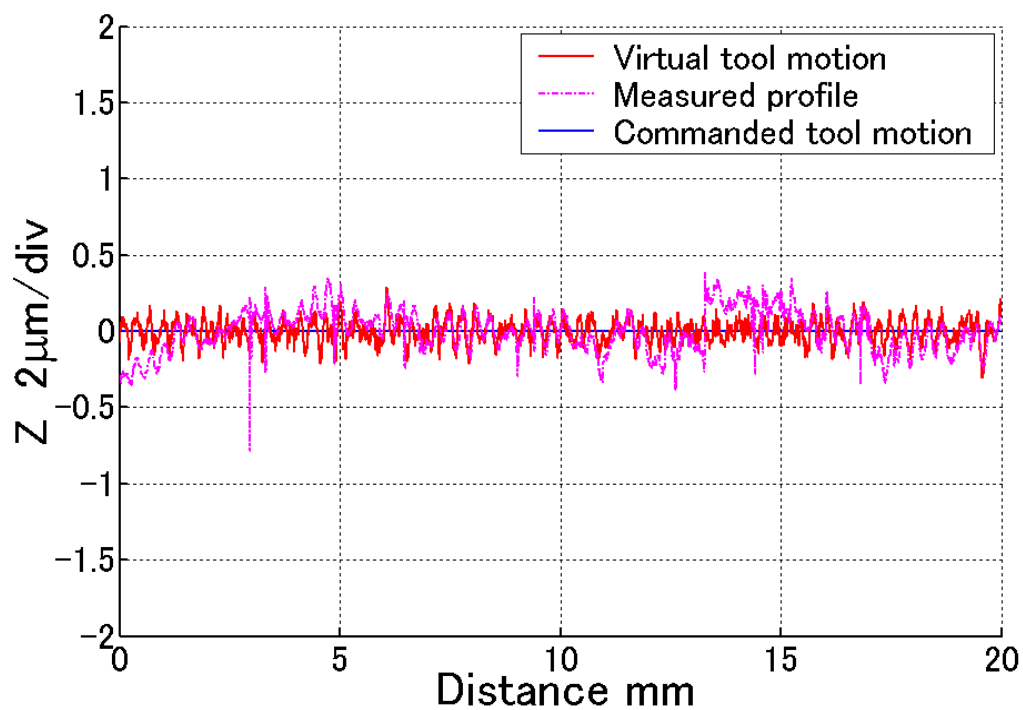
図 8.14 に示したサインスイープ形状の加工では、波長 2 mm から 0.5 mm で正弦波が変化するように指令値を作っている。これは 500 mm/min では約 5 Hz から 20 Hz、3000 mm/min では 30 Hz から 120 Hz の周波数の指令に対応する。500 mm/min では、微動機構に指令する周波数が低いいため、指令値と仮想工具変位は一致している。また、仮想工具と実際の工具変位の差は最大約 $0.4 \mu\text{m}$ であった。3000 mm/min では、指令周波数が制御帯域と同程度であるので、指令値と仮想工具変位は一致していない。一方で、仮想工具変位と実際の工具変位の差は最大でも $0.3 \mu\text{m}$ となった。

Table 8.3 Machining condition

Workpiece	A7075
Tool	Polycrystalline diamond
Feed rate	500 mm/min, 3000 mm/min
Depth of cut	$3.5 \mu\text{m}$
Shape	Flat surface, Sinusoidal wave

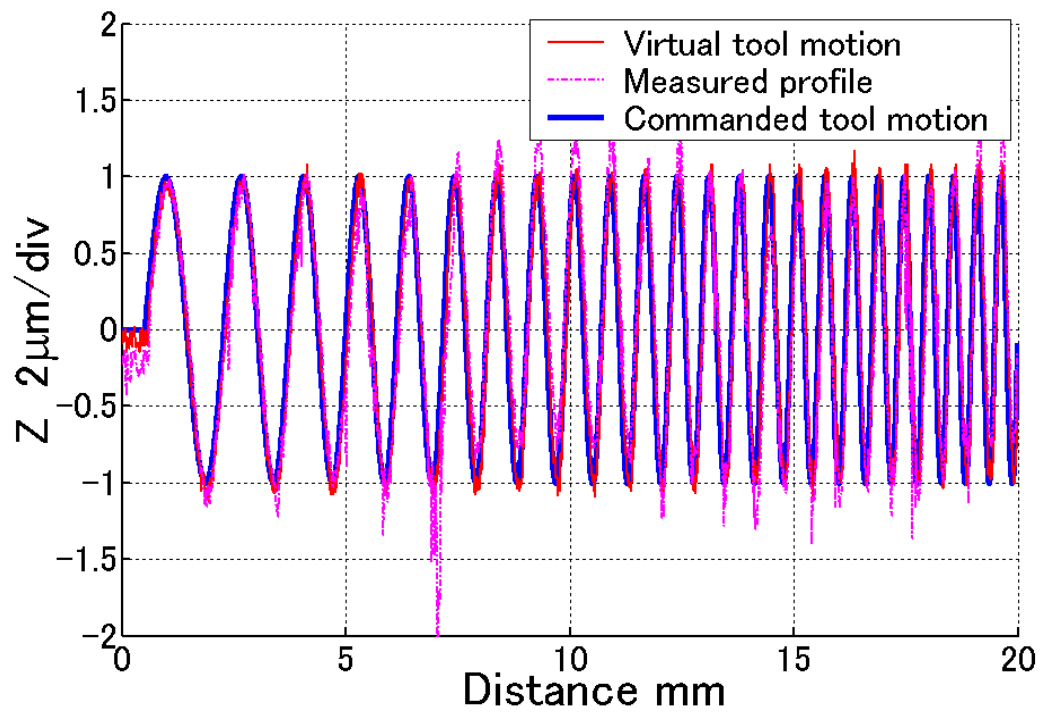


(a) F500

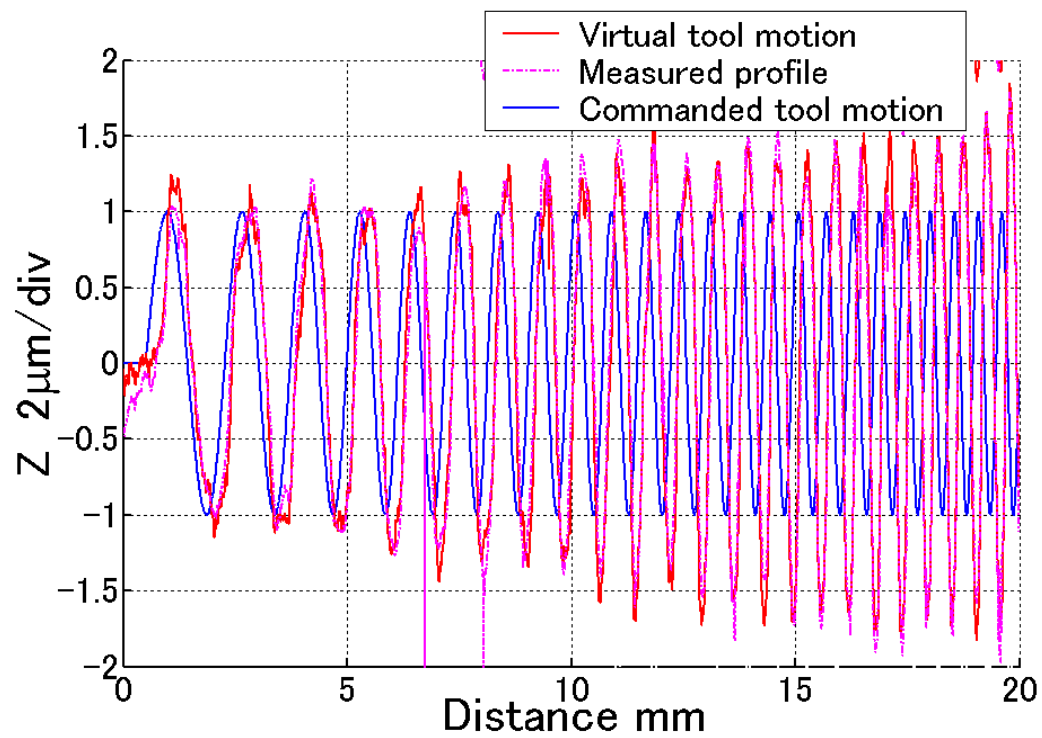


(b) F3000

Fig.8.13 The results of flat surface machining test



(a) F500



(b) F3000

Fig.8.14 The results of texture machining test

8.5 結論

本研究では、工具 - 工作物間に生じる運動誤差を抑制するため、仮想工具 - 工作物間の相対変位を制御するコントローラを製作した。このコントローラを用いて、仮想工具 - 工作物間に生じる相対変位のリアルタイム制御を行った。本章の結論を以下にまとめる。

- (1)工具-工作物間の相対制御を行うため、仮想的な工具位置をリアルタイムで測定するシステムを構築した。テーブルのピッチングによる姿勢変化の影響が測定に出ないように工具の十分近傍にレーザー変位センサを取り付け、工作物近傍にアーティファクトを設置した。
- (2)開発した仮想工具-工作物間の相対変位測定システムを用いて、工具-工作物間フルクローズドループ制御のためのコントローラを作成した。このコントローラは、微動機構のマイナーループに仮想工具変位を制御するためのメジャーループをカスケード接続している。メジャーループには PI 制御と高周波の振動成分を除去するためのローパスフィルタを用いており、約 120 Hz の位置制御帯域を実現した。
- (3)開発した仮想工具-工作物間相対変位コントローラを用いて、仮想工具-工作物間に生じる相対変位を約 $\pm 0.15 \mu\text{m}$ で制御できた。一方で、加工実験の結果から、平面加工を行った場合、加工表面の平面度は約 $0.4 \mu\text{m}$ となった。また、テーブルの回転偏差により仮想工具変位と実際の工具変位に差が生じるため回転偏差を補正する必要がある。サインスweep形状の加工では、送り速度が速くなると制御に遅れが生じるため指令値と仮想工具変位の偏差が大きくなったが、仮想工具と実際の工具の変位の差は最大でも $0.3 \mu\text{m}$ であった。

第9章 結 言

本研究では、高精密加工機に必要な送り系（高精密送り系）の開発という技術課題を設定した。送り系的高速運動時に生じる動的な誤差を、機械要素、力学、制御的観点から解析して、新しい補償法や送り機構を提案した。本研究で得られた結論を以下にまとめる。

[高精密送り系の課題に関して]

- (1) 高精密送り系に必要な仕様を明確にするため、高精密切削加工に要求される精度、生産性から送り系に要求される性能を試算した。次に、高精密加工において送り系に要求される運動性能を考察した。その結果、高精加工を実現するためには、送り速度 10000 mm/min, 加速度 0.1 G, 制御系の帯域 300 rad/s, 運動精度 0.1 μm , 位置決め分解能 10 nm を持つ送り系の開発が求められる。
- (2) 加工誤差の原因を整理した。切削加工における加工誤差は、加工現象に起因する誤差と工具運動に起因する誤差に分類される。工具運動に起因する誤差、さらに静的、準静的、動的な誤差に分類した。特に、高精密加工では、制御遅れ、慣性力による機械構造の変形、摩擦によって生じるスティックモーションといった動的な誤差が課題となる。
- (3) コアレスリニアモータ、無限軌道型の転がり案内からなる送り系を製作する。ただし、転がり案内ではウェービングを抑制するために、直径の小さな転動体を用い、転動体の循環数を増やすことで負荷容量を確保する必要がある。一方で、負荷容量の観点から圧電アクチュエータ駆動の微動機構を統合した粗微動型のボールねじ送り系を開発する必要がある。
- (4) 制御系設計の観点からは、リニアモータ駆動送り系では、動的な誤差を補正するためフィードバック制御とフィードフォワード制御を併用し、コントローラに2自由度制御系を採用した。フィードフォワード制御では、制御遅れ、慣性力による機械の変形を考慮したモデル規範制御を行う。一方で、摩擦力に関しては、摩擦モデルを用いた摩擦力補正を行う必要がある。

- (5) 負荷容量の観点からボールねじ駆動の送り系を開発する。ボールねじを用いた送り系では、ねじ軸の縦振動により制御帯域が制限されるため、数 100 Hz の制御帯域をボールねじ単体で実現することが難しい。応答性を向上するために、圧電アクチュエータを用いた微動機構をボールねじ機構に組み込んだ送り系を開発する必要がある。
- (6) ボールねじ駆動送り系の制御系設計においては、制御遅れと摩擦によって生じる動的な誤差の補正は微動機構を用いて行う。さらに、運動方向に直交する送り系を用いて、慣性力による機械構造の変形とねじ軸の振れ回りを補正するために、工具と工作物の間の相対変位をリアルタイムで推定するための測定システムを開発する必要がある。

[リニアモータ駆動の送り系開発に関して]

- (7) 300rad/s,停止時の定常振動 10nm, 位置決め分解能 50nm を達成するためフィードバック制御, モデル規範フィードフォワード制御, クーロン摩擦型摩擦補正制御器を併用したコントローラを構成した。
- (8) モデル規範制御では、制御の遅れと慣性力による機械構造の変形を補正するため、規範モデルにベッセルフィルタと 2 次遅れ系で近似した機械構造の伝達関数を用いた。このコントローラを用いて、象限切り替え時以外の場所では 0.1 μ m 以下の真円度が達成できた。
- (9) 摩擦特性を実験的に把握するため、転がり案内に生じる摩擦力の実験的解析方法を提案した。グローバル領域での摩擦解析の結果、テーブルの位置によって変化する摩擦成分が観察された。マイクロ領域での摩擦力の解析では、テーブルの速度が 0 となったときも値を保つスティック摩擦成分と、テーブル速度が 0 になると低下するスリップ摩擦成分があることを実験的に確認した。速度の影響を解析した結果、摩擦力と定常速度の関係はストライベック効果を示すことがわかった。スティック摩擦は速度の影響を受けず、値が変化しない。一方で、スリップ摩擦は加速度の影響は受けない。

(10) 摩擦力の解析結果をもとに移動マルチブラシモデルを提案した。このモデルでは接触面の力学特性を単純な飽和特性を持つ移動ブラシで表現し、接触面内のすべり速度が等しいストライプ毎にブラシの変形分布を計算する。移動ブラシの変位が飽和するまでの距離は接触面のすべり速度に依存するため、ストライプ毎にブラシの変位分布が異なる。すべり速度が小さいストライプではブラシ変位の飽和が遅いため、接線力は見た目に弾性ばね特性を示し、すべり速度が大きいストライプではブラシ変位が速く飽和し、接線力はヒステリシス特性を示す。

(11) 摩擦モデルに要求されるの近似度を決定するために、送り系の外乱からテーブルまでの応答の伝達関数から、ステップ外乱に対する応答を計算した。このとき、生じる位置偏差の最大値をステップ外乱に対する動剛性と定義する。動剛性値から 20 nm の誤差でスティックモーション量を予測するために必要なストライプ本数を決定し、これを解析モデルとした。一方で 50nm の誤差でスティックモーション量を予測可能なストライプ数をもつ LMB モデルを摩擦補正制御モデルとした。

(12) 摩擦補正制御器を用いて摩擦補正を行った。高精度送り系に求められる 0.1 mm の運動精度をもつ送り系を実現するためには、提案したフィードバック制御系、モデル規範フィードフォワード制御, LMB モデルを用いた摩擦補正制御器を併用する必要がある。

[ボールねじ駆動の送り系開発に関して]

(13) ボールねじ駆動の送り系を粗動、圧電アクチュエータ駆動の微動機構に用いたデュアルステージ型のボールねじ駆動の送り系の運動精度向上を行った。微動機構は 2 次遅れ系でモデル化されるため、PI 制御器とノッチフィルタで構成されたコントローラを採用した。結果として、微動機構単体で 230 Hz の制御帯域と 20 nm の位置決め分解能を実現した。

(14) 微動機構と粗動機構を同期駆動するために、デュアルフィードバックコントローラを用いた。このコントローラでは、AC サーボモータで検出したテーブル位置とロータリエンコーダで検出したテーブル位置の差分を微動機構に指令する構造をもつ。粗微動同期駆動により、運動方向反転時に生じるスティックモーションを最大 0.2 μm に低減した。

- (15) 工具 - 工作物間相対変位の制御を行うため、仮想的な工具位置をリアルタイムで測定するシステムを構築した。テーブルのピッチングによる姿勢変化の影響が測定結果に出ないように工具の十分近傍にレーザ変位センサを取り付け、工作物近傍にアーティファクトを設置した。
- (16) 開発した仮想工具 - 工作物間相対変位測定システムを用いて、工具 - 工作物間フルクローズドループ制御のためのコントローラを作成した。このコントローラは、微動機構のマイナーループに仮想工具変位を制御するためのメジャーループをカスケード接続している。、約 120 Hz の位置制御帯域を実現するために、メジャーループには PI 制御と高周波の振動成分を除去するためのローパスフィルタを用いた。
- (17) 開発した仮想工具 - 工作物間相対変位コントローラを用いて、仮想工具 - 工作物間に生じる相対変位を約 $\pm 0.15 \mu\text{m}$ で制御できた。一方で、加工実験の結果から、平面加工を行った場合、加工表面の平面度は約 $0.4 \mu\text{m}$ となった。また、テーブルの回転偏差により仮想工具変位と実際の工具変位に差が生じるため、回転偏差を補正する必要がある。サインシイプ形状の加工では、送り速度が速くなると制御に遅れが生じるため、指令値と仮想工具変位の偏差が大きくなったが、仮想工具変位と実際の工具変位の差は最大でも $0.3 \mu\text{m}$ であった。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、懇切なるご指導を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻、松原厚教授に深甚なる謝意を表します。

おなじく懇切なるご指導を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻、茨木創一准教授、河野大輔助教、山路伊和夫技術専門職員に深く感謝の意を表します。

研究遂行にあたって御協力頂いた MTTRF (Machine Tool Technologies Research Foundation : 財団法人工作機械技術研究財団) と MTTRF-KRI プロジェクトのメンバーの皆様には心から感謝致します。特に、3 ヶ月間インターンシップ生として受け入れて下さり、設計開発に関してご指導頂いた中南成光氏、白根澤晃二氏に感謝申し上げます。

また、貴重な時間を割いて多くの御助言を頂きました長岡弘太郎氏、渡辺靖己氏をはじめとするサーボ研究会のメンバーの皆様には感謝いたします。

本研究の一部は、日本学術振興会の科研費の助成を受けて行われており、これらの助成に対して謝意を表します。

最後に、本研究の遂行に多大なご協力を頂いた、小池雄介氏、山田真平氏、堺大陸氏をはじめとする京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻精密計測加工工学研究室の皆様に対し、ここに深く感謝致します。

参 考 文 献

[1 章]

- [1]渡辺一雄, リニアモータ駆動導光板金型複合加工機「LCD315Li」, 型技術, 18(3),(2003)47.
- [2]長瀬幸泰, 超精密 5 軸 CNC 制御微細加工機「インテリジェントセンタ NIC シリーズ」, 型技術, 18(3),(2003),52.
- [3]井川直哉, 超精密機械加工技術の現状と課題, 精密工学会誌, 66(1), (2000),54.
- [4] Hidenori Shinno, Hitoshi Hashizume, Hisayoshi Sato, Nanometer Positioning of a Linear Motor-Driven Ultraprecision Aerostatic Table System with Electrorheological Fluid Dampers Original Research Article, CIRP Annals - Manufacturing Technology,48(1),(199),289.
- [5]末松 正典, 藤井 崇男, 川原 敦志, 谷本 智昭, 松本 敏雄, 渡辺 秀明, リニアモータによる超精密位置決め技術の開発, 精密工学会誌 56(10), 1829-1834, 1990-10-05
- [6]小林 功, 稲崎 一郎, 青山 藤詞郎, 伊庭 剛二, 全静圧空気潤滑テーブルシステムの開発, 日本機械学会論文集. C 編 51(467), (1985),1647.
- [7]奥島 啓式, 垣野 義昭精密機器の熱変形,主として工作機械について,日本機械学会誌 75(645),(1972),1371.
- [8]吉田 嘉太郎, 工作機械の熱変形について ,精密機械 36(420), (1970),55.
- [9]垣野 義昭, 森 一晃, 夏 書強, 木本 康雄, 森山 浩光, 東本 暁美,NC 工作機械におけるボールねじの熱変位補正,精密工学会誌 54(9), (1988),1753.
- [10]安田正志: 環境振動の測定と精密機器, 精密工学会誌, 7(5),(2008),451.
- [11]松原厚, 垣野義昭, 桜間一徳, 構造振動を考慮したリニアサーボ系の設計, 精密工学会誌, 66(1), (2000), 123.
- [12]西正弘,付加物の振動を考慮した 3 次元軽量化除振台のアクティブ振動制御(機械力学,計測,自動制御), 日本機械学会論文集 C 編, 71(702), (2005) ,419.
- [13]Rivin, E.I., Vibration isolation of precision equipment, Precision Engineering, 17(1),(1995),41.
- [14]河野 大輔, 松原 厚, 岡田 琢巳, 廣岡 孝彦, 安田 正志, パッシブ除振台上に設置した高精度加工機の振動解析 ,日本機械学会論文集 C 編 77(775), (2011),1078.
- [15] G.S. Wei, L.H. Seok, M. Rahman and F. Watt: A fine tool servo system for global position error compensation for a miniature ultra-precision lathe, International Journal of Machine Tools & Manufacture,47, (2007) 1302.
- [16] Wei Gao, Makoto Tano, Takeshi Araki, Satoshi Kiyono, Chun Hong Park,Measurement and compensation of error motions of a diamond turning machine,Precision Engineering , 31(3),(2007),310.
- [17]J.D.Kim and D.S.Kim,Waviness compensation of precision machining by piezo-electric micro cutting device, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 38, (1998) 1305.
- [18]R. Ramesh, M.A. Mannan, and A.N. Poo, Error compensation in machine tools – a review Part

- I: geometric, cutting-force induced and fixture-dependent errors, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40, (2000) 1235.
- [19]垣野義昭, 工作機械に求められる機能と技術, *機械と工具*, 39(5),(1995),18.
- [20]森脇俊道, 工作機械の高速化技術の現状, *精密工学会誌*, 57(7),(1987),1.
- [21]堀内 幸, 精密・超精密位置決め的高速化, ボールねじ対リニアモーター(<特集>精密・超精密位置決め)の現状と将来予想), *精密工学会誌* 67(2), (2001),179.
- [22]高橋 徹, 舟橋 浩, 丹羽 宏, 飯田 勝也, 岸 弘幸, 超高剛性/低ウェービングガイドに関する技術, *精密工学会誌* 76(6), (2010), 602.
- [23]松原厚, 精密位置決め・送り系設計のための制御工学, 森北出版, (2008),123.
- [2 章]
- [24]曾田俊夫, 井川直哉, 岩田一明, 岡村健二郎, 中村利勝, 星鐵太郎, 切削工学, コロナ社,(1973).
- [25]勝木雅英,LCD 関連部品のための超精密加工機, "LCD と超精密加工"講習会資料, 東京, (2001)
- [26]後藤 隆司, 永沼 勝美, 渡邊 健志, 遠藤 孝政, マイクロエンドミルの最新技術と応用,,講演論文集 2005(1), 45.
- [27] 谷口紀夫,, ナノテクノロジーの基礎と応用—超精密・超微細加工とエネルギー加工工業調査会, (1988).
- [28]大塚二郎, 羽山定治, 大橋康二, 精密. 超精密位置決め)の現状と期待, *精密工学会誌*, 67(2),2001,173.
- [29] 河野大輔, 松原 厚, 小池雄介, 山路伊和夫, 計測融合型加工システムによる工具刃先運動の転写率の測定, *精密工学会誌*, 75(4), (2009), 520.
- [30]安東 隆志 , マイクロドリルによる精密部品の穴あけ加工(要旨講演, マイクロナノ理工学), IIP 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集 2007,(2007), 212.
- [31]後藤 裕明 , プリント配線板穴あけ用マイクロドリルの動向, SEI テクニカルレビュー (178), (2011),35.
- [32]佐田 登志夫, 竹内 芳美, 平元 一之, 佐藤 真, 鈴木 博一, 計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上 (第1報): 幾何誤差補正, *精密機械* 45(539), (1979),1286.
- [33]松下 哲也, 松原 厚, テーパコーン DBB 測定によるテーブル旋回形 5 軸制御工作機械の幾何誤差の同定と補正, *精密工学会誌* 77(6),(2011), 594.
- [34]山本 通, 長谷部 孝男, 堤 正臣, 微細溝切削による 5 軸制御マシニングセンタの工作精度試験方法の開発, *精密工学会誌*, 77(4), (2011),405.
- [35]竹内 芳美, 坂本 正史, 佐田 登志夫, NC 旋盤の工具熱変形補正による加工精度の向上, *精密機械* 46(11),(1980), 1392.
- [36]松尾 光恭, 安井 武司, 稲村 豊四郎, マシニングセンタの温度分布測定による熱変位

- 補正(第1報): 温度-熱変位数学モデルの同定, 精密工学会誌 57(3),(1991), 550.
- [37]梅津 恭輔, 塚本 真也, 工作機械の熱変位補正方法, 日本機械学会九州支部講演論文集 2008, (2008), 10.
- [38]小山正人, 長野鉄明, 規範モデルを用いた電動機の2自由度位置制御, 電気学会論文誌 D, 114(2),(1992),137.
- [39]二見茂, AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め, 精密工学会誌 57,3, (1991) 556-561
- [40]佐藤隆太, 堤正臣, 今木大輔, 直動転がり案内における摩擦特性の実験的解析, 日本機械学会論文集(C編), Vol.73 (2007), pp. 2811.
- [41]田中 克敏, 福田 将彦, 覚張 勝治, 鈴木 清, 植松 哲太郎, 超精密加工機械の高精度化研究: 第2報: リニアモータ駆動方式有限形 V-V ころがり案内の検討, 砥粒加工学会誌, 51(8), (2007), 482-487
- [42]長岡弘太郎, 松原厚, 洪策符, 佐藤智典, CNC 工作機械用高応答サーボ制御方式の研究, 精密工学春季大会 2010,(2010), 1107.
- [43]吉岡 宏和, 高橋 良典, 片山 和喜, 今沢 民雄, リニアモーターを利用したアクティブ振動制御法に関する研究, 学術講演梗概集. B, 構造 I 1992, (1992),1115.
- [44]安田 正志, 大坂 隆英, 池田 雅夫, フィードフォワード制御を併用したアクティブ除振装置の研究, 日本機械学会論文集. C 編 58(552), (1992),2381.
- [45]岩井 功, 間山 武彦, 涌井 伸二, 低次な適応フィルタを用いたアクティブ除振装置への床振動フィードフォワード制御, 電気学会論文誌. D, 116(10),(1996), 1077.
- [46]三上 和久, 辰井 俊美, 二木 幹夫, 佐々木 勝美, 岡下 由一, 振動台実験によるエア・セミアクティブ除振に関する研究, 学術講演梗概集. B-2, (2000), 1051.
- [47]五十嵐 昭男, 徳長 靖, 大熊 一成, ボールねじの音響・振動に関する研究, ボールねじの音響特性, 日本機械学会論文集. C 編 54(499),(1988),672.
- [48]Daisuke Kono, Atsushi Matsubara, Iwao Yamaji, Tomoya Fujita, High-precision machining by measurement and compensation of motion error, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48 (10), (2008), 1103.
- [49]曾我部正豊, 工作機械用リニアモーター高出力化, 低発熱化に対する現状, 課題, 並びに開発動向, 69(11),(2003),1542.
- [50]谷崎 啓, 塩崎 圭輔, 高瀬 亮, 村井 史朗, 高精度マシニングセンタ「Zμ3500」の基本性能及び加工事例, 埼玉ブロック大会(講演会)講演論文集 2005(1), (2005),49.
- [51]守屋 登貴保, 妹尾 常夫, 全軸リニアモータ駆動, 油静圧ガイド「マイクロセンター YMC 325」の特徴と性能, 型技術 18(4),(2003), 69.

[3 章]

- [52]平元 一之 , 杉本 好昭 , 高井 康文 , 松井 聖重心駆動を採用した高精度マシニングセンタの開発安松谷 薫, 精密工学会誌 71(6), (2005),663.
- [53]Atsushi Matsubara, Kotaro Nagaoka, Tomoya Fujita,Model-reference feedforward controller design for high-accuracy contouring control of machine tool axes,CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 60, Issue 1,(2011)
- [54]垣野義昭, NC 工作機械の運動精度に関する研究(第 6 報)-円弧補間送り時のスティックモーションの生成機構とその補正,精密工学会誌,56(4), (1990),739.
- [55]Van Den Braembussche, P., Swevers, J., Van Brussel, H., Vanherck, P. , Accurate tracking control of linear synchronous motor machine tool axes, Mechatronics, 6(5),(1996),507.
- [56]Weck, M., Ye,G.,Sharp Corner Tracking Using the IKF Control Strategy, Annals of CIRP, 39(1) ,(1990),437.
- [57]Nagaoka, K., Control method of Motion Error Compensation for NC machine tools, International Journal of Automation Technology, 3(3),(2009),292.
- [58]Pritschow, G., Philipp, W.. Research on the Efficiency of Feedforward Controllers in M Direct Drives, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 41(1),(1992), 411.

[4 章]

- [59]T. Koizumi, H. Shibazaki, T. Nishio, N. Nishiwaki, Study of rolling friction — behavior of the small displacement of starting rolling friction, Wear. 88 (3) (1983) 4.85-4.96.
- [60]S. Futami, A.Furutani and S. Yoshida, Nanometer positioning and its micro-dynamics, Nanotechnology. 1 (1990) 31-37.
- [61]K. L. Johnson, *Contact Mechanics* (1987), p.242, Cambridge University Press.
- [62]D. Haessig, B. Friedland, On the modeling and simulation of friction, ASME Trans J Dyn. Syst. Meas. Control, 113 (1991) 354–64.
- [63] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, P.Lischinsky, A new model for control of systems with friction, IEEE Trans Automatic Control, 40 (3) (1995) 419–44.5.
- [64]岡部平八郎, 木村好次, トライボロジー概論 (1982), p. 218, 養賢堂出版.

[5 章]

- [65]D. Karnopp, Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems, ASME J. Dyn. Syst. Meas. Control, 107 (1985) 100-103.
- [66]P. R. Dahl, A solid friction model, Technical Report TOR-0158H3107–18I-1, The Aerospace Corporation, El Segundo, CA, 1968.
- [67]D. Haessig, B. Friedland, On the modeling and simulation of friction, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol.113 (1991), 354.

- [68]J. -S. Chen, K. -C. Chen, Z. -C. Lai, Y. -K. Huang, Friction characterization and compensation of a linear-motor rolling-guide stage, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(9) (2003) 905.
- [69]F. Al-Bender, V. Lampaert, J. Swevers, The Generalized MaxwellSlip Model:A Novel Model for Friction Simulation and Compensation, *IEEE Trans Automatic Control*, 50 (11) (2005),1183.
- [70]P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong, F. Altpeter, Single State Elasto-Plastic Friction Models, *IEEE Trans Automatic Control*, 47 (5) (2002),787.
- [71]T. Tanaka, J. Otsuka, T. Oiwa, Precision positioning control by modeling frictional behaviors of linear ball guideway, *International Journal of Automation Technology*, Vol.3 , No.3 (2009), pp. 334.
- [72]曾田範宗, 木村好次, 関沢昌美, ころがり-すべり摩擦における摩耗特性の研究, 日本機械学会論文集 (第三部), vol. 37 (1970), 2204.
- [73]T. Fujita, A. Matsubara, K. Yamazaki, Experimental characterization of disturbance force in a linear drive system with high-precision rolling guideways, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51 (2011), 104.
- [74]伊藤制儀, 鋼球と軌道面間の転がり摩擦の解析, ベアリング エンジニア, Vol.6, No.1 (1957), 34.
- [75]佐藤隆太, 寺島義道, 堤正臣, 微小変位領域での摩擦特性を考慮した象限突起補償器, 精密工学会誌, Vol.74, No. 6 (2008), 622.

[6 章]

- [76] Y. H. Jeong, B.-K. Min, D.-W. Cho, Estimation of machine tool feed drive inclination from current measurements and a mathematical model, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46 (2006) 1343-1349.
- [77] A. T. Elfizy, G. M. Bone, M. A. Elbestawi, Model-based controller design for machine tool direct feed drives, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 44 (5) (2004) 465-477.

[7 章]

- [78]Moriyama S, Harada T, Takanashi A. Precision X-Y Stage with a Piezo-driven Fine-table, *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, 1984;50;4; 718-23 (in Japanese).
- [79]Lee W C, Kim W S. An Ultraprecision Stage for Alignment of Wafers in Advanced Microlithography, *Precision Engineering*, 1997;21;335-45.
- [80]Pahk J H, Lee S D, J. H. Park. Ultra Precision Positioning System for Servo Motor Piezo Actuator using the Dual Servo Loop and Digital Filter Implementation, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2001;41;;51-63.

- [81]Woronko A, Huang J. Piezoelectric Tool Actuator for Precision Machining on Conventional CNC Turning Centers, Precision Engineering, 2003;27;335-45.
- [82]Elfizy T, Bone M G, Elbestwai A M. Design and Control of a Dual-stage Feed Drive, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2005 ;45;153-56.
- [83]Chen S J, Dwang C I .A Ballscrew Drive Mechanism with Piezo-electric Nut for Preload and Motion Control, International Journal of Machine Tools & Manufacture;2000;40;513-26.
- [84]Otsuka J, Ichikawa S, Yamaguchi Y. Development of Small Ultraprecision Displacement Small Ultraprecision Positioning Device with 1 nm Resolution, Journal of the Japan Society of Precision Engineering,2003; 69;10;1428-33 (in Japanese)..
- [85]Tanaka N.Development of Nano Positioner. NSK Technical Journal, 2006;680.;29-35 (in Japanese)..

[8 章]

- [86]G. Cao and Y. Namba: Straightness error compensation for ultra-precision machining based on a straightness gauge, Key Engineering Materials, 381-382, pp.105-108 (2008).
- [87]D.Kono, A. Matsubara, I. Yamaji and T. Fujita: High-precision machining by measured and compensation of motion error, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48(10), pp1103-1110 (2008)